

14-ї

**МАТЕРІАЛИ
МІЖНАРОДНОЇ
НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ
КОНФЕРЕНЦІЇ**



**2023
СЕУТТОО**

**СУЧАСНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ
УСТАНОВКИ НА ТРАНСПОРТІ,
ТЕХНОЛОГІЇ ТА ОБЛАДНАННЯ
ДЛЯ ЇХ ОБСЛУГОВУВАННЯ**

Міністерство освіти і науки України
Херсонська державна морська академія
Одеський національний морський університет
Національний університет «Одеська морська академія»
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова
Державний університет інфраструктури та технологій
Литовська морська академія (Литовська Республіка)
Akademia Morska w Szczecinie (Республіка Польща)
Batumi State Maritime Academy (Грузія)
Крюїнгова компанія «Marlow Navigation» (Республіка Кіпр)

МАТЕРІАЛИ

14-ї Міжнародної науково-практичної конференції
**«СУЧАСНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ НА
ТРАНСПОРТІ, ТЕХНОЛОГІЇ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ
ЇХ ОБСЛУГОВУВАННЯ»
(СЕУТТОО-2023)**



Херсон – 2023

Науковий комітет:

Агеев М.С. – д.т.н., доц., ХДМА;
Білогуб О.В. – д.т.н., проф., НТУ «ХАІ»;
Білоусов Є.В. – д.т.н., проф., ХДМА;
Варбанець Р.А. – д.т.н., проф., ОНМУ;
Грицук І.В. – д.т.н., проф., ХДМА;
Дакі О.А. – д.т.н., доц., ДІВТ;
Єпіфанов С.В. – д.т.н., проф., НТУ «ХАІ»;
Колегаєв М.О. – к.т.н., проф., НУ «ОМА»;
Кравченко С.О. – д.т.н., с.н.с., НТУ «ХПІ»;
Лещенко А.М. – д.філос.н., проф., ХДМА
Мельник О.В. – к.т.н., доц., ДУІТ;
Наглюк І.С. – д.т.н., проф., ХНАДУ;
Парсаданов І.В. – д.т.н., проф., НТУ«ХПІ»;
Подригало М.А. – д.т.н., проф., ХНАДУ;
Полив'яничук А.П. – д.т.н., проф., ХНУ міського господарства імені О.М. Бекетова;
Рева О.М. – д.т.н., проф., НАУ;

Редчиць Д.О. – д.ф.-м.н., інститут транспортних систем і технологій НАН України;
Сараєв О.В. – д.т.н., проф., ХНАДУ;
Сербін С.І. – д.т.н., проф., НУК;
Сьомін О.А. – к.т.н., доц., ДУІТ;
Тимошевський Б.Г. – д.т.н., проф., НУК;
Тулученко Г.Я. – д.т.н., проф., НТУ «ХПІ»;
Чередніченко О.К. – д.т.н., доц., НУК;
Шарко О.В. – д.т.н., проф., ХДМА;
Шумило О.М. – к.т.н., проф., ОНМУ;
Klyus Oleh – prof. dr hab. inż, Akademia Morska w Szczecinie (Республіка Польща);
Rima Mickienė – Deputy director for academic affairs at Lithuanian Maritime Academy (Литовська республіка);
Teona Dzeladze – Ph.D, Associate Professor Batumi State Maritime academy (Грузія)

Організаційний комітет:

Голова – Василь ЧЕРНЯВСЬКИЙ, ректор ХДМА.

Заступники голови – Андрій БЕНЬ, проректор з НПР ХДМА.

Олександр АКИМОВ, декан факультету суднової енергетики.

Володимир САВЧУК, зав. кафедри експлуатації суднових енергетичних установок.

Вчений секретар конференції – Дмитро ЗІНЧЕНКО, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок.

Технічний секретар – Дар'я КУРНОСЕНКО, завідувач лабораторії кафедри експлуатації суднових енергетичних установок.

Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. 14-а Міжнародна науково-практична конференція, 16-18 березня 2023 р. – Херсон: Херсонська державна морська академія.

У матеріалах 14-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування» представлені тези, які присвячені проблемам експлуатації, виробництва та проектування енергетичних установок та устаткування на транспорті, а також підготовці спеціалістів у сфері транспортної енергетики й устаткування.

ЗМІСТ

Слово голови організаційного комітету конференції, ректора Херсонської державної морської академії Чернявського Василя Васильовича.....	9
Секція 1. ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ.....	12
Гнатів А.В., Аргун Щ.В., Сохін П.А., Ульянець О.А. <i>Комбінована силова установка з індукційним підгрівом повітря у циліндрах для міських транспортних засобів</i>	13
Худяков І.В., Грицук І.В., Погорлецький Д.С., Черненко В.В., Поліщук О.В. <i>Особливості використання систем моніторингу енергетичних установок суден змішаного району плавання «ріка-море»</i>	17
Погорлецький Д.С., Грицук І.В., Худяков І.В. <i>Особливості експлуатації лубрикаторної системи мащення суднового двигуна MAN-B&W 5S70ME-C</i>	22
Шалапко Д.О., Андреев А.А., Свиридов В.І. <i>Покращення експлуатаційних показників СЕУ танкера за рахунок використання водневих добавок</i>	27
Шалапко Д.О., Андреев А.А., Пирисунько М.А. <i>Експлуатаційні показники суднового дизельного двигуна при використанні водневих домішок</i>	31
Андреев А.А., Шалапко Д.О., Свиридов В.І. <i>Покращення експлуатаційних характеристик суднових систем інертних газів</i>	34
Андреев А.А., Пирисунько М.А., Андреева Н.Б. <i>Підвищення паливної ефективності суднових МОД охолодженням наддувного повітря тепловикористовуючою установкою</i>	38
Свиридов В.І., Андреев А.А., Шалапко Д.О. <i>Діагностування суднового устаткування під час його роботи</i>	41
Варбанець Р.А., Мінчев Д.С., Псарюк С.П., Братченко П.В. <i>Передбачення впливу нерегулярності паливоподачі на параметри роботи головного суднового двигуна з використанням цифрового двійника</i>	45
Савчук В.П., Білоусов Є.В., Курносенко Д.В., Таран М.В. <i>Вплив форсування дизелів ZA40S на експлуатаційні обмеження шатунних підшипників</i>	49
Kisietov J., Kozlov A. <i>Some issues of fuel preparation on ships</i>	55

Агеев М.С., Ричардас Малкус. <i>Перспективи розвитку прогнозування технічного обслуговування суднових газотурбінних двигунів за станом.....</i>	57
Андреев А.А., Пирисунько М.А., Година В.І. <i>Тепловикористовуючі системи охолодження наддувного повітря сучасних суднових МОД.....</i>	65
Пирисунько М.А., Свиридов В.І., Андреев А.А. <i>Аналіз зменшення токсичності та димності відпрацьованих газів за рахунок керованої подачі повітря до камери згоряння ДВЗ.....</i>	68
Pyrysunko M., Andreiev A., Andreieva N. <i>Using the heat of recirculated gases in an absorption chiller to improve the energy efficiency of marine diesel engines</i>	71
Шарко О.В., Яненко А.В. <i>Сучасні технології діагностування і визначення залишкового ресурсу елементів СЕУ в процесі експлуатації.....</i>	75
Голощанов С.С., Колебанов О.К. <i>Автоматизована система управління газодизель-генератором електроходу.....</i>	78
Bulgakov M. <i>The effect of common rail engines implementation on NO_x emission reduction.....</i>	84
Воронков О.І., Авраменко А.М. <i>Перспективи використання модульного підходу для формування силової установки на базі дизельних двигунів багатвісних автомобілів.....</i>	88
Варбанець Р.А., Кирнац В.І., Брусник Р.О., Холденко В.І., Мазур Т.М. <i>Особливості діагностування паливної апаратури та приводу клапанів газорозподілу двотактних двигунів без інтеграції додаткових систем у його конструкцію.....</i>	90
Булгаков М.П. <i>Збільшення терміну служби форсунок суднових дизелів.....</i>	94
Кравцов М.М. <i>Чисте повітря салону транспортного засобу – запорука життєдіяльності пасажирів.....</i>	97
Ткачов О.Ю. <i>Порівняльний аналіз напівактивної та пасивної підвісок автомобіля.....</i>	104
Колебанов О.К., Селіверстова С.Р., Селіверстов І.А. <i>Дослідження системи автоматичного управління судновим краном.....</i>	106
Варбанець Р.А., Мінчев Д.С., Залож В.І., Тарасенко Т.В., Абросімов В.Г. <i>Підхід до неруйнівної діагностики системи впорскування палива суднового двигуна з використанням вібродатчиків.....</i>	109
Кривошапов С.І. <i>Математичне моделювання щодо розрахунку годинної витрати палива для малопотужних бензинових і дизельних генераторів.....</i>	113

ІНФОРМАЦІЙНЕ ПОВІДОМЛЕННЯ	117
Секція 2. ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ, НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ	118
Шостак В.П., Личко Б.М. <i>Друге дихання утилізації вторинної теплоти малообертових дизелів</i>	119
Врублевський Р.Є. <i>Використання гомогенізатору для підвищення економії палива та екологічних показників головного двигуна</i>	123
Зіпунніков М.М. <i>Особливості роботи електролізної комірки в умовах імпульсного електролізу</i>	126
Авраменко А.М., Левтеров А.М. <i>Проблеми використання водень вмістких сумішей для поліпшення екологічних показників дизельних двигунів</i>	130
Настасенко В.О., Проценко В.О., Бабій М.В. <i>Сучасний розвиток суднових вітряних систем</i>	133
Воїнов О.П., Самохвалов В.С., Кобалава Г.О. <i>Можливості оновлення судових котельних установок</i>	137
Чорна В.О., Кудряшов О.О., Біленко С.С. <i>Аналіз існуючих методик оцінки температурного поля тягових електричних двигунів</i>	139
Грич А.В., Остапенко О.В. <i>Аналіз впливу ступеневого кондиціонування повітря машинного відділення на ефективність газових двигунів</i>	141
Грич А.В., Остапенко О.В. <i>Система кондиціонування з глибоким двоступеневим охолодженням повітря машинного відділення газових двигунів теплоелектростанції</i>	144
Шарко О.В., Клевцов К.М., Степанчиков Д.М., Яненко А.В. <i>Організація моніторингу прогнозування технічного стану вузлів турбокомпресорів із використанням ланцюгів Маркова</i>	148
Скосар В.Ю., Ворошилов О.С., Бурилов С.В., Дзензерський В.О. <i>Паливні комірки - необхідний елемент енергетичної безпеки</i>	151
Скосар В.Ю., Ворошилов О.С., Бурилова Н.В., Бурилов С.В., Дзензерський В.О. <i>Питання безпеки на магнітолевітаційному транспорті</i>	154
Чередніченко О.К., Личко Б.М., Басов О.Ю. <i>Реалізація об'єктно-орієнтованих підходів при розв'язанні задач дослідження судових енергетичних комплексів з термохімічними системами</i>	157

Шалапко І.О. <i>Дослідження впливу використання альтернативного палива на робочий процес та ефективні показники суднового двигуна.....</i>	160
Рябошапка Н.Є., Сухонос Р.Ф., Грачов П.В. <i>Вплив кута випередження за палювання на робочі процеси бензинових двигунів внутрішнього згорання, що працюють на паливі із додаванням етанолу.....</i>	163
Палагін О.М. <i>Використання вторинних енергоресурсів в опріснюючих установах та їх типи.....</i>	166
Калініченко І.В. <i>Утилізація скидної теплоти системи охолодження судових ДВЗ тепловим насосом.....</i>	169
Костиря М.В., Корпач С.В., Кошель М.Д. <i>Мультифрактальний аналіз і функціональні властивості акумуляторних електродів $Fe/Fe(OH)_2$ транспортних засобів.....</i>	173
Бабій М.В., Настасенко В.О, Проценко В.О. <i>Резерви підвищення енергоефективності та екологічності судових котлів за рахунок застосування засобів автоматизації.....</i>	176
Kobalava H.O., Konovalov D.V. <i>Effect of contact cooling on the performance of gas turbine compressor.....</i>	180
Калініченко Є.В., Муценко П.В. <i>Сучасні методи і технології управління використанням енергоресурсів у суднопластві.....</i>	183
Остапенко О.В., Грич А.В. <i>Двоступенева абсорбційно-адсорбційна холодильна машина для тригенераційної установки.....</i>	186
Остапенко О.В., Грич А.В. <i>Ступенева ежекторно-абсорбційна система трансформації теплоти газового двигуна в холод.....</i>	188
Борисенко С.М. <i>Проблематика експлуатації морських суден з гвинтом регульованого кроку у складних погодних умовах.....</i>	191
Балака М.М., Тетерятник О.А., Санкін І.Є. <i>Комплексна оцінка застосування моторних палив.....</i>	194
Столярник Т.О., Сагін С.В. <i>Зменшення втрат механічної енергії в судових дизелях.....</i>	197
Мадей В.В., Волков О.М. <i>Екологічні та економічні аспекти використання в судових дизелях палив біологічного походження.....</i>	201
Коробко В.В., Московко О.О. <i>Особливості конструкції термоакустичних двигунів систем утилізації скидної теплоти СЕУ.....</i>	205

Сагін А.С., Заблоцький Ю.В. <i>Аналіз способів підвищення надійності паливної апаратури високого тиску під час використання в суднових дизелях палив з низьким вмістом сірки</i>	208
Авдюнін Р.Ю., Хоменко В.С. <i>Стенд для дослідження характеристик упорних підшипників валопроводів маломірних суден</i>	211
Редчиць Д.О., Тарасов С.В., Польовий О.Б., Моїсеєнко С.В., Акіменко О.В., Заїка В.О. <i>Комп'ютерна гідромеханіка на службі вітроенергетики</i>	214
Кузнецов В.В. <i>Обґрунтування потенціалу ефективності охолоджувачів надувного повітря суднових дизельних двигунів</i>	219
Кузнецов В.В., Шевцов А.П. <i>Математичне моделювання процесів переносу теплоти і маси в суднових енергетичних установках</i>	221
Кузнецова С.А., Кузнецов В.В., Шевцов А.П. <i>Оцінка забруднення елементів систем повітрязабезпечення суднових дизелів</i>	225
Кузнецова С.А., Волошин А.Ю., Коробейнікова Н.В. <i>Вплив кута нахилу жалюзі газоповітряного охолоджувача на теплові та екологічнонебезпечні викиди дизельних установок</i>	229
Головань А.І., Варгатюк С.О. <i>Аналіз впливу умов праці на ефективність несення вахти членами екіпажу морських суден</i>	232
Жук О.К., Дзисюк Я.В., Нікуліна А.О. <i>Побудова і управління енергоефективних безконтактних зарядних систем електричних суден</i>	234
Литош О.В. <i>Математична модель, розрахунок і оцінка основних характеристик приводного електродвигуна герметичного компресорного агрегату</i>	239
Кузнецов Г.В. <i>Аналіз існуючих рішень по утилізації теплоти для корабельних енергетичних установок</i>	242
Чурсін Д.І., Шевцов А.П. <i>Вплив забруднення поверхні теплообміну на ефективність роботи охолоджувачів енергетичних установок</i>	246
Дзигар А.К. <i>Перспективні види палива по зменшенню викидів оксиду вуглецю. Можливості використання аміаку та сумішей в якості палива для суднових дизельних двигунів</i>	248
Секція 3. РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ ТРАНСПОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ	252
Gorbatyuk Ie.V. <i>Determination of dynamic loads during operation of tower cranes</i>	253

Свиридов В.І., Андреев А.А., Пирисунько М.А. <i>Основні види несправності ротора суднових насосів</i>	255
Білоусов Є.В., Самарін О.Є., Рибальченко М.Є., Будко В.П. <i>Використання цифрових профілів для аналізу параметрів робочого процесу суднових дизелів</i>	259
Nerubatskyi V., Hordiienko D. <i>Research of electromechanical processes in the control system of a soft start device with an asynchronous motor</i>	264
Савчук В.П., Зінченко Д.О., Самарін О.Є, Дзигар А.К., Котов А.І., Кочетов Г.А. <i>Дослідження впливу складальних допусків на показники працездатності головних підшипників малообертових двигунів серії RTA96C виробництва фірми SULZER</i>	268
Сапронов О.О., Соценко В.В., Сапронова А.В., Шаранов В.Д., Сметанкін С.О. <i>Модифікування реактопластичного зв'язувача для забезпечення термостабільності композицій призначених для ремонту деталей транспорту</i>	273
Сапронов О.О., Якущенко С.В., Воробйов П.О., Юренін К.Ю. <i>Розроблення полімерних матеріалів призначених для ремонту трубопровідного транспорту</i>	276
Слинько Г.І., Оглуздін С.Ю., Сухонос Р.Ф., Слинько В.В. <i>Вплив профілю впускного кулачка на ефективні показники бензинового двигуна</i>	280
Тарасов С.В., Молотков О.Н., Тарасов А.С., Чернявський Є.Ю. <i>Аналіз показників якості системи стабілізації обертів ротора Дар'є ВЕУ</i>	284
Бершак С.В., Курган В.О. <i>Розрахунково-експертна оцінка міцності деталей суднових конструкцій</i>	287
Лимаренко О.М., Курган В.О. <i>Визначення напружень і деформацій пружного елемента силовимірювача</i>	291
Лавренченко Г.К., Слинько О.Г., Бойчук А.С., Козловський С.В., Галкін В.М. <i>Удосконалення термодинамічного циклу газотурбінних установок великої потужності</i>	294
Поляков В.О. <i>Ієрархічне побудування руху магнітолевітуючого поїзда</i>	301
Подригало М.А., Шеїн В.С., Рябушко І.А. <i>Проектування планетоходів з урахуванням масштабів подоби</i>	306

Секція 4. ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ТА ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ І ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ, ЙОГО ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ.....	309
Самарін О.Є. <i>Камера згоряння з плівково–клапанним сумішоутворенням...</i>	310
Смирнов О.П., Борисенко А.О. <i>Перспективні напрями створення системи допомоги водію на базі адаптивного круїз-контроля.....</i>	313
Самарін О.Є. <i>Газотурбінний наддув двотактного дизельного двигуна.....</i>	317
Войтасик А.М. <i>Система енергозабезпечення бортового обладнання автономного вантажного самохідного підводного носія.....</i>	320
Багач Р.В. <i>Використання зарядних станцій для електромобілів у Харківській області.....</i>	323
Старостенко Н.І., Шостак В.П., Личко Б.М. <i>До питання паропродуктивності холодильника наддувного повітря малообертового двигуна.....</i>	328
Матвеев В.В. <i>Спрощений кінематичний аналіз кривошипно-шатунного механізму холодильно-поршневого компресора.....</i>	331
Nerubatskyi V., Hordiienko D. <i>Research of the energy characteristics of a wind generator with a hybrid inverter control system.....</i>	335
Шумило О.М., Кононова О.М. <i>Математична модель оптимізації пасажирських суден при проведенні їх розмірної модернізації.....</i>	339
Берестовой І.О., Гудь В.Р. <i>Оцінка взаємозв'язку геометричних параметрів циліндро-поршневої групи та енергетичних показників судового малообертового двигуна.....</i>	348
Чередніченко О.К., Личко Б.М. <i>Визначення характеристик пропульсивної установки концептуального буксирного судна шляхом регресійного аналізу..</i>	351
Сакно О.П., Стадник В.І. <i>Аналіз міжнародного мультимодального контейнерного перевезення вантажів.....</i>	353
Міщук Д.О., Горбатюк Є.В., Санкін І.Є., Міщук Є.О. <i>Дослідження характеристик моделі просторового шарніра в системі двигуна внутрішнього згоряння.....</i>	357
Сальніков Д.В., Васильченков О.Г. <i>Софт-процесори як конфігуруванні периферійні блоки мікроконтролерів.....</i>	361

Ярита О.О. <i>Вибір раціонального способу керування електропневматичними клапанами у складі електропневматичного приводу зчеплення.....</i>	363
Щедролосев О.В. <i>Визначення розрахункового ККД гвинтових негерметичних вантажних насосів для спеціальних систем наливних суден.....</i>	366
Сіманенков А.Л., Бігун С.В., Лебеденко Ю.О. <i>Підходи до побудови систем керування процесами упорскування циліндрового мастила суднових двигунів.....</i>	369
Секція 5. ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗІ.....	372
Nosov P.S., Cherniavskiy V.V., Onyshko D.M., Koretsky O.A. <i>Intellectual analysis of transitional motivational states in the event of critical situations in maritime transport by ECDIS data.....</i>	373
Kuznietsov Yu.M. <i>Using the system-morphological approach and the Venn diagram to find ideas for multifunctional vehicles.....</i>	378
Поливода В.В., Поливода О.В. <i>Інтегрована система провадження англійської мови в закладах вищої освіти інженерної та транспортної галузей.....</i>	381
Личко Б.М., Старостенко Н.І., Шостак В.П. <i>Навчальний наочний посібник по системам для малооборотних двигунів. робочий зошит.....</i>	385
Nosov P.S., Ponomaryova V.P., Diahyleva O.S., Ben A.P. <i>Approaches for identifying and recovering qualification parameters of organizational and technical systems of maritime transport.....</i>	388
Клевцов М.К., Матвіюк С.Г. <i>Методи прийняття рішень в діагностиці та прогнозуванні проблем стратегії управління морських вантажоперевезень... ..</i>	393
Nosov P.S., Masonkova M.M., Diahyleva O.S., Solovey O.S. <i>Analytical approaches for construction a model of an operator-navigator regarding the requirements of stakeholders.....</i>	397
НОТАТКИ.....	403

**Слово голови організаційного комітету конференції,
ректора Херсонської державної морської академії
Чернявського Василя Васильовича**

Шановні колеги!

Збірка тез XIV Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (СЕУТТОО – 2023) – це результат плідної роботи провідних науковців України та Європи і їх молодих послідовників, які у таких нелегких умовах сьогодення об'єдналися заради спільної мети – розвитку, підтримки та примноження наукового потенціалу нашої країни.

Щорічно Херсонська державна морська академія збирає науковців для обговорення новітніх розробок у сфері проектування, виробництва й експлуатації транспортних енергетичних установок. Цьогорічна конференція не є винятком, адже нам вдалось попри повномасштабне вторгнення і окупаційні дії загарбників об'єднати однопідприємців та створити платформу для вільного обміну думками всіх небайдужих до багатогранної проблематики розвитку транспортної енергетики.

Спільними зусиллями фахівці із різних країн сприяють інтелектуалізації транспортної енергетики, підвищенню екологічності й безпечності енергосистем. Завдяки цьому заходу виражається всебічна підтримка науковців нашої держави, зміцнюється співробітництво між науковими установами й закладами освіти, виникають нові творчі зв'язки.

Від імені оргкомітету конференції висловлюю щире подяку нашим партнерам – консультантам і підприємцям, викладачам вітчизняних та закордонних навчальних закладів – за небайдуже ставлення до проблем транспортної енергетики та активну позицію у пошуку дієвих способів їх подолання!

Впевнений, що тільки в діалозі та співпраці ми разом зможемо створити сучасну систему підготовки та перепідготовки фахівців транспортної галузі, здатних вирішувати надзвичайно складні професійні завдання!

Нація, яка організовує міжнародні наукові заходи під час війни, удосконалює свої знання, ділиться своїми науковими досягненнями на світовому рівні, активно розвиває міжнародне освітнє та наукове співробітництво, **ПРИРЕЧЕНА НА ПЕРЕМОГУ!**



З повагою, ректор ХДМА

Василь ЧЕРНЯВСЬКИЙ

СЕКЦІЯ 1

ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ

УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ

НА ТРАНСПОРТІ

КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА З ІНДУКЦІЙНИМ ПІДГРІВОМ ПОВІТРЯ У ЦИЛІНДРАХ ДЛЯ МІСЬКИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Гнатов А.В. [✉], Аргун Щ.В., Сохін П.А., Ульянець О.А.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

екологічно чистий транспортний засіб, індукційний нагрів, комбінована силова установка, пневмодвигун, стиснене повітря.

Одним з варіантів розв'язання проблеми зниження впливу автомобільного транспорту на навколишнє середовище є перехід на альтернативні двигуни та види палива, наприклад, стиснене повітря. Задачею цього дослідження є вдосконалення поршневого двигуна з розділеним двотактним циклом з метою підвищення ефективності використання енергії стиснутого повітря та підведеної до нього теплоти в механічну роботу газів та відсутності викидів з відпрацьованими газами токсичних хімічних сполук. Поставлена задача вирішується шляхом здійснення двотактного циклу та встановленню індукційних котушок для індукційного нагріву повітря у циліндрах поршнів. Розглянуто конструкцію та основні елементи комбінованої силової установки. Використовуються методи аналітичних досліджень та методи індукційного нагріву металів.

Вступ

Велика насиченість міст автотранспортом створює проблему зниження викидів шкідливих речовин у довкілля. Одним із напрямків вирішення цієї проблеми є застосування у містах «чистого» автомобільного транспорту [1-3]. В даний час завдяки передовим технологіям цей напрямок стрімко розвивається і є останніми роками одним з найдинамічніших у світі.

Сучасний автомобільний транспорт створює значні екологічні проблеми, особливо у великих містах. У деяких мегаполісах уведено обмеження на в'їзд транспортним засобам в центральні або історичні частини. В Афінах, Мадриді, Парижі й Мехіко ухвалено рішення з 2025 року відмовитися від застосування дизельних двигунів у містах як вантажних автомобілів, так і легкових [4-6].

Актуальність досліджень

Використання автомобілів з «чистими» силовими установками дозволить вирішити не лише екологічну проблему у містах та мегаполісах, але також вирішувати енергетичні проблеми, що стоять перед автовиробниками. Вважається, що екологічно чисті транспортні засоби можуть знайти свою нішу завдяки своїй ефективності за

екологічними та економічними показниками і конкурувати зі звичайним автомобілем у місті, виконуючи, як маршрутні пасажирські перевезення, так і застосовуючись у приватному автотранспорті [7-10].

Для зниження впливу автомобільного транспорту на навколишнє середовище ЄЕК ООН уведено стандарти на викиди шкідливих речовин автомобілями. З кожним роком ці норми стають більш жорсткими, а виробництво двигунів вимагає нових рішень у конструкції й удосконалюванні робочих процесів. Одним з варіантів розв'язання цієї проблеми видається перехід на альтернативні двигуни та види палива, наприклад, стиснене повітря та інші. За останні роки зросло використання пневмодвигунів на автотранспорті, що підтверджується результатами їх випробувань. Дослідження та конструювання комбінованих силової установки на базі пневмодвигуна й ДВЗ не тільки задовольняють сучасні вимоги з екології, але й суттєво підвищують економічність застосування автомобільного транспорту з такими силовими установками [11-14].

Метою роботи є дослідження комбінованої силової установки з індукційним підгрівом повітря у циліндрах для використання у міських транспортних засобів.

Викладення основного матеріалу

Основними недоліками наявних прототипів комбінованих силових установок є недостатня ефективність перетворення теплоти згоряння палива в механічну роботу газів та підвищені викиди з відпрацьованими газами токсичних хімічних сполук, обумовлених процесом згоряння палива.

Задачею цього дослідження є вдосконалення поршневого двигуна з розділеним двотактним циклом з метою підвищення ефективності використання енергії стиснутого повітря та підведеної до нього теплоти в механічну роботу газів та відсутності викидів з відпрацьованими газами токсичних хімічних сполук.

Поставлена задача вирішується шляхом здійснення двотактного циклу та встановленню індукційних котушок для індукційного нагріву повітря у циліндрах поршнів [15-19].

Наприклад, в трьох циліндрах, один із яких використовується як компресорний, а два інші як робочі, в яких здійснюються процеси розширення стиснутого повітря і його видалення в навколишнє середовище, причому підігрів здійснюють за допомогою індукційних котушок, розташованих навколо компресорного і робочих циліндрів, при обмеженні максимального тиску стиснутого повітря в робочих циліндрах на рівні 3–5 МПа, а максимальної температури стиснутого повітря не більше 1500 К. Зменшення тиску повітря в робочих циліндрах протягом циклу (одного оберту колінчастого валу) досягають за допомогою камери стиснутого

повітря, встановленої, наприклад, між циліндром для стискання повітря і зовнішньою камерою. Стиснуте повітря подають з камери стиснутого повітря до робочих циліндрів через впускні клапани, наприклад, з електромагнітним приводом, які відкривають за 5-100 оберту колінчастого валу до верхньої мертвої точки поршнів робочих циліндрів, а закривають залежно від режиму роботи двигуна за 5-400 оберту колінчастого валу за верхньою мертвою точкою поршнів робочих циліндрів. Індукційний нагрів повітря відбувається безпосередньо у циліндрах поршнів. Видалення повітря із робочих циліндрів здійснюють через випускні клапани протягом 80-1200 оберту колінчастого валу при переміщенні поршнів робочих циліндрів від нижньої мертвої точки до верхньої мертвої точки. Після закриття випускних клапанів протягом 60–1000 оберту колінчастого валу до верхньої мертвої точки поршнів робочих циліндрів здійснюють стиск повітря, що залишилося, для зменшення втрат енергії на впускних клапанах. Зменшення втрат теплоти від поверхонь каналів стиснутого повітря, камери стиснутого повітря, зовнішньої камери та каналів, з'єднуючих зовнішню камеру з робочими циліндрами, досягають використанням теплоізоляції цих поверхонь чи новітніх конструкційних матеріалів.

На рис. 1 показано, як приклад, загальний вид поршневого теплового двигуна з розділеним двотактним робочим циклом та індукційними котушками для індукційного нагріву повітря у трьох циліндрах, один з яких використовується як компресорний.

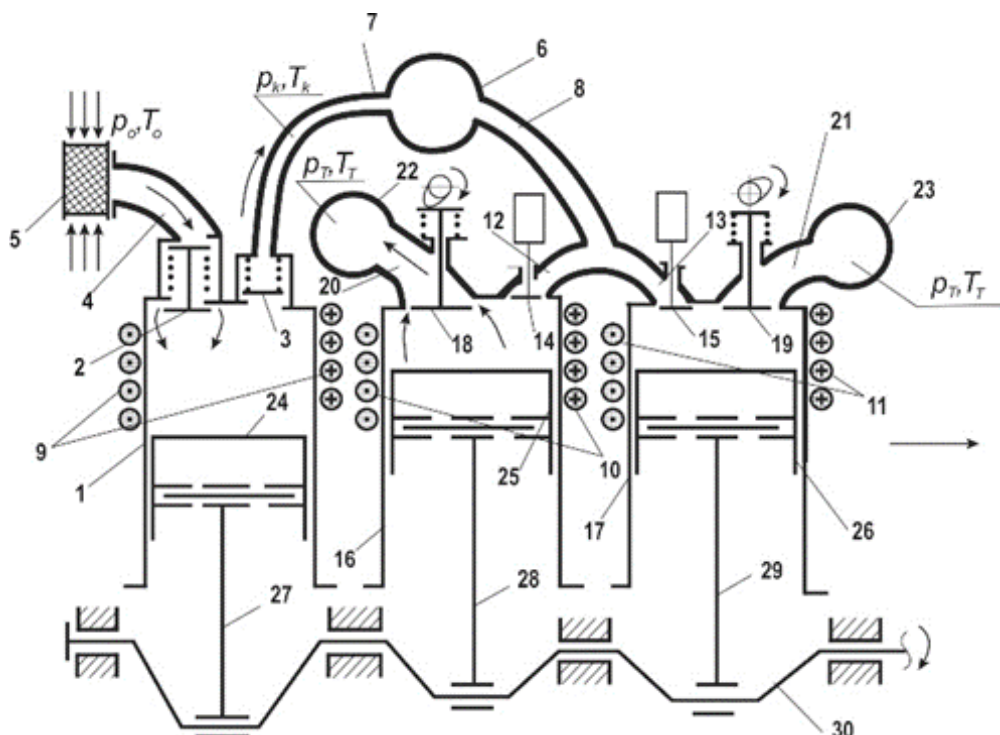


Рисунок 1. Схема поршневого теплового двигуна з котушками для індукційного нагріву повітря

Поршневий тепловий двигун з індукційним підігрівом повітря у циліндрах (див. рис. 1), містить компресорний циліндр 1 з впускним 2 та випускним 3 клапанами, впускний канал 4, на вході якого встановлено повітряний фільтр 5, камеру стиснутого повітря 6, з'єднану каналом 7 з компресорним циліндром 1, оснащеним індукційною котушкою 9, а каналом 8 та каналами 12 та 13 через впускні канали 14 та 15, наприклад з електроприводами, з робочими циліндрами 16 та 17, оснащеними індукційними котушками 10 та 11, які мають випускні клапани 18 та 19, наприклад з кулачковим приводом, через які відпрацьоване повітря з робочих циліндрів 16 та 17 відводиться у випускні канали 20 та 21, що з'єднані з випускними колекторами 22 та 23. Поршень 24 компресорного циліндра та поршні 25 і 26 робочих циліндрів шатунами 27, 28 та 29 з'єднані зі спільним колінчастим валом 30.

Висновки

Проведено дослідження комбінованої силової установки з індукційним підігрівом повітря у циліндрах для використання у міських транспортних засобів. Розглянуто конструкцію та основні елементи поршневого теплового двигуна з котушками для індукційного нагріву повітря, як основного елементу для комбінованої силової установки міських транспортних засобів.

Використання теплового двигуна з індукційним підігрівом повітря у циліндрах, наприклад, як силової установки автомобіля дозволяє знизити витрату палива до 100 %, знизити викиди токсичних хімічних сполук з відпрацьованими газами до 100 % без використання додаткових систем їх нейтралізації, а також значно зменшує інтенсивність створення шуму. Електричну енергію для живлення індукційних котушок можна споживати, наприклад, від акумуляторних чи сонячних батарей.

Література

[1] Kunicina, N., Zabašta, A., Romānovs, A., Pečerska, J., Ribickis, L., Hnatov, A., Shchasiana, A., Dziubenko, O., Rudenko, N., Borodenko, Y., Danylenko, K., Morkun, N., Zavsiehdashnia, I., Sistuk, V., Monastyrskyi, Y., Ruban, S., Tron, V., Peuteman, J.: підручник/ Cyber-Physcal Systems for Clean Transportation. Rīga: RTU Izdevniecība, 2021. 366 p.

[2] Hnatov A. Energy saving technologies for urban bus transport / A. Hnatov, Shch. Arhun, S. Ponikarovska // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. 2017. – №14(4). – P. 4649-4664. doi: <https://doi.org/10.15282/ijame.14.4.2017.5.0366>.

[3] S Arhun, Yu Borodenko, A Hnatov, A Popova,

H Hnatova, N Kunicina, A Ziravecka, A Zabasta, L Ribickis. Choice of Parameters for the Electrodrive Diagnostic System of Hybrid Vehicle Traction //Latvian Journal of Physics and Technical Sciences. – 2020. – Т. 57. – №. 4. – С. 3-11. doi: <https://doi.org/10.2478/lpts-2020-0017>

[4] Аргун Ш.В. Екологічний та енергоефективний атомобільний транспорті його інфраструктура / Ш. В. Аргун, А. В. Гнатов, О.А. Ульянец // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2016. – № 2 (77). – С. 18–27.

[5] Гнатов А. В., Аргун Ш. В., Гнатова Г. А., Сохін П. А. Переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. – 2022. – № 21. – С. 22-30. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2022.21.0.1>

[6] Hnatov A., Arhun Shch., Ponikarovska S., Uliyanets O. Ultracapacitors electrobus for urban transport. IEEE 38th International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO-2018) – April 24 –26, 2018. – Kyiv, Ukraine. – P. 539–543. doi: 10.1109/ELNANO.2018.8477449.

[7] Andrey Gnatov. Smart Road as a Complex System of Electric Power Generation / Andrey Gnatov, Shchasyana Argun, Natalia Rudenko // 2017 IEEE First Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON) – May 29 – June 2, 2017. – Kyiv, Ukraine – P. 457–461. DOI: 10.1109/UKRCON.2017.8100531

[8] Hnatov, A., Arhun, S., Tarasov, K., Hnatova, H., Mygal, V., Patlins, A. Researching the model of electric propulsion system for bus using Matlab Simulink //2019 IEEE 60th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON). – IEEE, 2019. – С. 1-6. DOI: 10.1109 / RTUCON48111.2019.8982352

[9] Hnatov, A., Patlins, A., Arhun, S., Uliyanets, O., Romanovs, A. Development of an unified energy-efficient system for urban transport //2020 6th IEEE International Energy Conference (ENERGYCon). – IEEE. – pp. 248–253. DOI: 10.1109/ENERGYCon48941.2020.9236606

[10] Patlins, A., Hnatov, A., Arhun, S., Hnatova, H., & Saraiev, O. (2022, May). Features of converting a car with an internal combustion engine into an electric car. In 2022 IEEE 7th International Energy Conference (ENERGYCON) (pp. 1-6). IEEE. DOI: 10.1109/ENERGYCON53164.2022.9830183

[11] Воронков О.І. Визначення вихідних енергетичних параметрів транспортного засобу з пневматичним двигуном / О.І. Воронков, Д.М. Леонтєв, Е.В. Тесленко // Автомобільний транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ.– 2013. – Вып. 33. – С. 70–76.

[12] Розробка комбінованої енергетичної

установки на базі пневмодвигуна з використанням поновлювальних джерел енергії для міського автотранспорту. Проміжний: науково-дослідна робота / [А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун та ін.] – Харків : ХНАДУ, 12.2021. – № держреєстрації 0121U109611. – 155 с.

[13] Патент на корисну модель 149466 Україна, МПК F02B 47/10 (2006.01), F02B 33/22 (2006.01), F02B 19/12 (2006.01). Спосіб роботи поршневого теплового двигуна. / Дьяченко В.Г., Воронков О.І., Нікітченко І.М., Тесленко Е.В., Назаров А.О., Гнатов А. В., Аргун Щ. В. – № u202007287; заявл. 16.11.2020; опубл. 24.11.2021, Бюл. №47.

[14] Патент на корисну модель 149467 Україна, МПК F02B 47/10 (2006.01), F02B 33/22 (2006.01), F02B 19/12 (2006.01). Спосіб роботи поршневого теплового двигуна. / Дьяченко В.Г., Воронков О.І., Нікітченко І.М., Тесленко Е.В., Назаров А.О., Гнатов А. В., Аргун Щ. В. – № u202007289; заявл. 16.11.2020; опубл. 24.11.2021, Бюл. №47.

[15] Патент на корисну модель 151746 Україна, F02B47/00. Поршневий тепловий двигун з індукційним підгрівом повітря у циліндрах / Гнатов А. В., Аргун Щ. В., Воронков О.І., Нікітченко І.М., Гнатова Г.А. – № u202107646; заявл. 28.12.2021; опубл. 07.09.2022, Бюл. №36.

[16] Гнатов А. В. Индукционный нагрев ферромагнетиков плоским круговым многовитковым соленоидом / А. В. Гнатов, Щ.В. Аргун, Е.А. Чаплигин, О.С. Сабокар // Вестник ХНАДУ. – Х.: ХНАДУ. – 2015. – Вып. 70 – С. 113–118.

[17] Гнатов А. В. Технічні рішення для індукційного нагріву в технологіях ремонту / А. В. Гнатов, Є.О. Чаплигин, О.С. Сабокар // Науковий вісник ХДМА. – Херсон : ХДМА. –2015. – № 2 (13). – С. 155–163.

[18] Gnatov A. Disk matching devices for methods of exterior levelling of car body panels / A. Gnatov, I. Trunova, Sch. Argun // Автомобильный транспорт. – Х. : ХНАДУ. – 2016. – Вып. 39. – С. 66-73.

[19] Гнатов А. В. Теплові процеси за умов індукційного нагрівання полем плоского кругового багатовиткового соленоїда / А. В. Гнатов, Щ.В. Аргун, Є.О. Чаплигин, О.С. Сабокар // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – Вінниця : ВНТУ. – 2015. – № 5 (121). – С. 87-92.

Відомості про авторів

Андрій Гнатов, д.т.н, професор, завідувач кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-0932-8849](https://orcid.org/0000-0003-0932-8849)



Щасяна Аргун, д.т.н, професор, професорка кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-6098-8661](https://orcid.org/0000-0001-6098-8661)



Павло Сохін, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-2823-2239](https://orcid.org/0000-0002-2823-2239)



Ольга Ульянець, асистентка кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-9384-4557](https://orcid.org/0000-0002-9384-4557)



ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМ МОНІТОРИНГУ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК СУДЕН ЗМІШАНОГО РАЙОНУ ПЛАВАННЯ «РІКА-МОРЕ»

Худяков І.В.[✉], Грищук І.В., Погорлецький Д.С., Черненко В.В., Поліщук О.В.

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

системи діагностики, діагностичні параметри, параметри робочого процесу, технічна безпека плавання

Запропоновано огляд застосовуваних в даний час систем діагностики середньо- і високооборотних судових дизелів річкових суден. Розглянуто параметри які контролюються системами діагностики. Проаналізовано переваги та недоліки систем моніторингу судових дизелів, спроектованих як єдиний програмно-апаратний комплекс. За результатами проведеного аналізу сформовано перелік діагностичних параметрів двигунів, необхідних для реалізації алгоритмів безрозбірної автоматичної технічної діагностики.

Вступ

Однією з важливих передумов забезпечення технічної безпеки плавання є моніторинг параметрів судових дизелів (головних і допоміжних) в процесі їх експлуатації. Інформація про поточні значення параметрів робочого процесу судових дизелів під час експлуатації дозволяє обслуговуючому персоналу підтримувати нормальний технічний стан дизелів і попереджати виникнення аварійних ситуацій. На експлуатованих в даний час річкових суднах моніторинг параметрів двигунів найчастіше зводиться до періодичного контролю тисків і температур - за допомогою максиметра персонал визначає максимальні значення тисків газів по циліндрах (p_{max}) або тиску в кінці процесу стиснення (p_c) при відключеному подачі палива. Крім p_{max} , p_c , температур води і масла, можна виділити цілий ряд інших параметрів, моніторинг яких під час експлуатації дає можливість здійснювати більш якісний контроль робочого процесу дизеля і виробляти точне регулювання окремих вузлів. Так, контроль середнього індикаторного тиску (p_i) дозволяє визначити перевантаження окремих циліндрів і рівномірно розподілити потужність по всіх циліндрах дизеля. Контроль максимальної швидкості підвищення тиску при згорянні палива (жорсткості $\Delta p/\Delta \phi$ робочого процесу) дозволяє обмежити ударні навантаження на підшипники окремих циліндрів і виявити недоліки в роботі паливної апаратури (ПА). За допомогою контролю геометричних і дійсних фаз подачі палива виробляється комплексна оцінка технічного стану ПА. Контроль фаз газорозподілу під час роботи дизеля дозволяє оперативно

оцінювати технічний стан газорозподільного механізму і підтримувати паспортні значення кутів закриття і відкриття клапанів.

Крім перерахованих вище, можна виділити ще цілий ряд параметрів робочого процесу, моніторинг яких під час експлуатації в значній мірі допоможе обслуговуючому персоналу підтримувати нормальний технічний стан дизеля [1].

Актуальність досліджень

До теперішнього часу більшість систем моніторингу судових двигунів внутрішнього згорання (СДВЗ) було спроектовано як єдиний програмно-апаратний комплекс, що виробляє запис параметрів і частковий розрахунок робочого процесу в режимі реального часу. Найбільш характерними системами такого типу є NK-5, NK-100, NK-200 фірми Autronica A / S, а також ряд аналогічних систем, розроблених компаніями Terasaki Electric Co., Ltd, Konsberg, JRCS, Hyundai, Samsung, Honeywell, Sulzer [2]. Системи такого типу покликані вирішувати два завдання: отримання даних в реальному часі і частковий розрахунок робочого процесу, що дозволяє виробникам випускати завершення комплекси моніторингу СДВЗ і надавати технічного персоналу судна великий обсяг інформації, необхідної для якісної технічної експлуатації двигунів. Однак такий підхід до вирішення завдання моніторингу СДВЗ має ряд недоліків:

- недостатньо повне (неточне) моделювання робочого процесу;

- в якості вихідних даних використовується обмежена кількість вимірюваних параметрів;

- не виявляються прогнозуючі тренди технічного стану двигуна;

- з'єднання вимірювальної та розрахункової частин систем моніторингу ДВС значно збільшує їх складність; для передачі сигналів від двигуна до обчислювального комплексу використовуються довгі кабельні лінії; встановлюються додаткові підсилювачі і перетворювачі сигналів, що знижує надійність функціонування системи в цілому;

- вартість систем подібного типу залишається вельми високою, оскільки складається з вартості не тільки датчиків і первинних перетворювачів, а й усього проміжного обладнання, включаючи вартість обчислювального комплексу і програмного забезпечення. Крім того, комп'ютери в таких системах задіяні тільки для вирішення завдання моніторингу СДВЗ [1].

Формулювання цілей. На підставі аналізу розглянутих нижче й інших, не описаних в статті, систем сформулювати перелік діагностичних параметрів двигунів, необхідних для реалізації алгоритмів безрозбірної автоматичної технічної діагностики та можливість рішення задач технічної діагностики суднових двигунів, а отже, і інших, менш складних об'єктів СЕУ річкових суден.

Викладення основного матеріалу

Розглянемо системи діагностики середньо- і високооборотних двигунів (СОД і ВОД), що застосовуються в даний час.

Система CEDC фірми «Зульцер» (Швейцарія) призначена для діагування циліндро-поршневої групи (ЦПГ), ПА, турбокомпресора, охолоджувача наддувочного повітря (ОНП). Ця система встановлена на дизелях типу 6RND-90 теплохода «Віллі де Страсбург» (Франція). Діагностична система на базі міні-ЕВМ аналізує поточні параметри дизеля і його технічний стан. При зміні діагностичних параметрів проводиться аналіз тенденцій їх зміни в часі і встановлюється необхідний термін перебирання вузла.

Поломка деталі (вузла) попереджається сигналом про досягнення граничного значення параметра. Таким чином, кожен раз проводяться тільки ті роботи, які необхідні для підтримки характеристик дизеля на оптимальному рівні. Діагностичні системи складаються з трьох основних частин: датчиків і перетворювачів сигналів, встановлених на дизелі або в безпосередній близькості до нього; центрального обробного і реєструючого пристрою, розміщеного в

центральному пульті управління або в спеціальному приміщенні; засобів зв'язку «людина - машина», Що знаходяться в центральному посту управління. Сигнали передаються в цифровому вигляді. Термічне навантаження циліндра вимірюється термодатчиками, встановленими в кришці циліндра (2 шт.), верхній частині втулки (4 шт.) та в нижній частині втулки з боку випуску (1 шт.) на глибині близько 6 мм від робочої поверхні. Чотири термодатчика у верхній частині втулки дозволяють визначити похибку організації процесу згоряння, обертання і вібрацію поршневих кілець, а також зафіксувати сухе тертя, яке відзначає в основному датчик в нижній частині втулки. Робота поршневих кілець контролюється двома додатковими датчиками, розташованими в верхній частині втулки. Ці датчики визначають щільність прилягання кілець до втулки в момент проходження кільцем місця установки датчика і фіксують втрату рухливості і поломку кілець; при відсутності кільця в струмку (поломка кільця) інтенсивність сигналу падає не менше ніж на 25%. При аналізі процесу згоряння характерні точки процесу (p_c , p_{max} і ін.) порівнюються з усередненими значеннями за кілька циклів і з інтервалом в 30 секунд отримані дані подаються на друкувальний пристрій.

Попереджувальний сигнал в системі виробляється не за абсолютною, а по відносній величині параметра, яка зберігається в пам'яті ЕВМ, а також на магнітній стрічці [3].

Система СИПВА фірми «Зульцер» забезпечує безперервне вимірювання і реєстрацію зносу верхнього поршневого кільця дизеля, а також зазначає обертання кілець або його відсутність. Датчики - індуктивні. Верхні поршнєві кільця головного двигуна спеціальної конструкції. Датчики встановлюються в наскрізних свердловинах втулки врівень з її робочою поверхнею. Обчислювальний пристрій за визначеними програмами оцінює загальний технічний стан дизеля і залишковий ресурс деталей ЦПГ, рекомендує час чергового профілактичного обслуговування. Діагностична система може бути з'єднана зі штатними системами управління і регулювання – регулятор «Вудвард», системою регулювання циркуляційної і циліндричної мастила - і брати участь в загальному процесі автоматичного регулювання режиму роботи дизеля, аж до аварійної зупинки його в разі небезпечного виходу за норму будь-яких контрольованих параметрів, в тому числі в системах підготовки палива і масла, охолодження і т.п. [3].

Система DETS фірми «Норконтроль» (Норвегія) являє собою вимірювальний комплекс, що дає інформацію про систему впорскування палива та процесу згоряння в дизелі у вигляді роздрукованих значень параметрів і графіків. Система

використовує два датчики (тиску уприскування палива і тиску в циліндрі) п'єзоелектричного типу. Два магнітні датчики дають інформацію про кут ПКВ і частоту обертання. Додатково встановлюється датчик тиску продувочного повітря. Реєструються такі характерні параметри: p_i , p_c , p_{max} , тиск розширення в точці 40° після ВМТ, момент максимального тиску, град, ПКВ; різниця між найбільшим і найменшим значеннями p_i протягом п'яти ходів поршня. Для візуального контролю будується діаграма тиску стиснення в зоні ВМТ і крива тиску впорскування [3].

Система PED фірми «Пілстік» (Франція) вперше була встановлена на дизелі 18PC2-5V теплохода «Ренор». За допомогою системи діагностуються середньообертові дизелі фірми «СЕМТ-Пілстік» серій PC-2, PC-3, PC-4. Діагностичною системою контролюється стан корінних підшипників колінчастого валу і верхнього поршневого кільця, агрегатів турбокомпресора. Датчики системи вимірюють такі параметри: температуру і тиск за ОНВ, температуру охолоджуючої води на вході в ОНВ, тиск повітря за турбокомпресором, положення рейок паливних насосів високого тиску (ТНВТ), частоту обертання ротора турбокомпресора, вібрацію підшипників турбокомпресора з видачею попереджувальних сигналів при підвищеній вібрації за допомогою датчика стану підшипників (безконтактного датчика переміщення). Датчик дає можливість виявити порушення центрування колінчастого валу. Стан верхнього кільця контролюється індуктивним датчиком «Ніппо» фірми «Віброметр» [3].

Система «Віброметр» фірми «Віброметр» (Швейцарія) діагностує такі вузли: ЦПП, системи уприскування палива, турбокомпресора, поршневих кілець. Діагностична система випробовувалася на дво- і чотиритактних малооборотних дизелях, СОД і ВОД. Діагностична система контролює такі вузли дизеля: поршень (по ява стукотів, задираки); клапани, деталі клапанних приводів (розподільний вал, коромисло і т. д.) ТНВД; підшипники (знос), а також такі параметри, як частота і напрямок обертання колінчастого валу, p_{max} і характеристики впорскування. У діагностичній системі використовуються п'єзоелектричні датчики, які збирають інформацію про акустичні сигнали, після обробки яких робиться висновок про нормальний або аномальними стані вузлів. П'єзоелектрична система оцінки звукових хвиль «Ніссен» включає п'єзоелектричний акселерометр, який виявляє неузгодженість ротора і знос підшипників турбокомпресора. Стан поршневих кілець контролюється за допомогою датчика «Ніппо». Інформація виводиться на дисплей [3].

Система МЕКОМ фірми «Статронік» (Норвегія) призначена для діагностування дизелів, турбін, котлів, з її допомогою реєструються наступні параметри: рівень вібрації механізмів, температури підшипників турбін, втулок циліндрів, температура випускних газів, тиск в різних точках газоповітряного тракту [3].

Сучасні діагностичні системи дизелів контролюють зміну тиску в циліндрах в залежності від часу, кута ПКВ або ходу поршня. Діаграма $p_c = f(\text{ФПКВ})$ зображується на екрані осцилоскопа і вводиться в пам'ять ЕВМ для подальшого аналізу, в процесі якого встановлюються величини p_i , p_c , p_{max} , кут ПКВ, якому відповідав би максимальний тиск в циліндрі. Значення цих параметрів, а також інших, що мають відношення до робочого процесу (тиск і температура наддувочного повітря, частота обертання колінчастого валу), виводяться або можуть бути викликані на дисплей (табло) пристрої. Так працює прилад НК-2, що входить в діагностичну систему фірми «Аутроніка» (Норвегія), АСЕА (Швеція) і ін. [3]. Системи «Комос-D1, -D2, -D3, -D4» фірми МН1 (Японія), що використовують електронно-променеву трубку і систему діалогу, призначені для діагностування головного і допоміжних двигунів. Вимірювані значення порівнюються з еталонними, що зберігаються в пам'яті ЕВМ [3].

З представленого аналізу існуючих діагностичних систем ДВС можна зробити наступні висновки:

- в даний час кожен виробник СДВЗ в першу чергу стурбований моніторингом параметрів (діагностикою) тільки свого двигуна, універсальні системи моніторингу для двигунів будь-яких моделей не створюються;

- установка спеціалізованих діагностичних комплексів здійснювалася на СДВЗ досить високої потужності, застосовуваних на морських судах; на річкових суднах та суднах змішаного (річка-море) плавання такі системи дотепер не застосовувалися. Технічна діагностика двигунів на судах з класом Річкового реєстру зводиться до зняття індикаторних гребінок, теплотехнічного контролю і подальшої «ручний» обробці отриманих результатів судовими механіками, або теплотехнічними партіями. Однак досягнення технічного прогресу і встановлені Урядом України орієнтири вимагають перегляду підходів в області технічної діагностики судових технічних засобів на внутрішньому водному транспорті, тим більше що прогрес в галузі управління об'єктами СЕУ і діагностики їх технічного стану неминуче вимагатиме переходу організацій за класифікацією на новий рівень реалізації процедур класифікації і огляду суден [4].

Аналіз розглянутих вище й інших, не описаних в статті, систем дозволяє сформулювати

перелік діагностичних параметрів двигунів, необхідних для реалізації алгоритмів безрозбірною автоматичної технічної діагностики (табл. 1).

Таблиця 1. Перелік діагностичних параметрів двигунів, перспективних для використання в системах моніторингу та діагностики

Що діагностується	Контрольований параметр
Двигун (ефективні показники)	Крутний момент $M_{крі}$ на фланці двигуна, кН·м (потужність, кВт) Витрата палива $G_{ті}$, кг / год Частота обертання колінчастого валу n_i , хв ⁻¹
Робочий процес	Максимальний тиск циклу $p_{maxі}$, МПа Швидкість наростання тиску (d_p / d_ϕ) і, МПа / ° п.к.в. Кут п.к.в $\phi_{maxі}$, відповідний $p_{maxі}$, ° п.к.в. Температура випускних газів по циліндрах $t_{гi}$, °С Тиск в газовипускном трубопроводі $p_{гi}$, МПа
Система подачі палива	Тиск впорскування палива $p_{ті}$, МПа Циклова подача палива $g_{ци}$, кг / цикл Кут випередження впорскування палива $\alpha_{н.ві}$, ° п.к.в. тиск $p_{тпні}$ за паливопідкачуючим насосом, МПа температура $t_{тi}$ палива перед ПА високого тиску, °С (якщо є)
Циліндро-поршнева група	Тиск кінця стиснення $p_{сі}$, МПа Витрата масла двигуном $G_{мі}$, кг / год Вібрація в районі кришок циліндрів (віброшвидкість $v_{ци}$, мм / с)
Колінчастий вал	Вібрація в районі колінчастого валу (віброшвидкість $v_{кві}$, мм / с) Температура вкладишів підшипників ковзання або температура ліжок підшипників ковзання колінчастого валу $t_{тi}$, °С
Система змащування і система охолодження двигуна	Тиск масла $p_{мі}$ Температура масла на виході з двигуна $t_{м2i}$, °С Температура масла на вході в двигун $t_{м1i}$, °С Температура охолоджуючої рідини на виході з двигуна $t_{ох2i}$, °С Температура охолоджуючої рідини на вході в двигун $t_{ох1i}$, °С Циркуляція (протока) охолоджуючої рідини
Система управління	час $\tau_{пнпв}$ перехідного процесу пуску, з час $\tau_{ппрі}$ перехідного процесу реверсу, з

	Точність регулювання частоти обертання ϵ , хв ⁻¹ Час $\tau_{пнпв}$ перехідного процесу зміни частоти обертання, з
Турбонагнітач	тиск наддуву $p_{кі}$, МПа Температура наддувочного повітря $t_{кі}$, °С Вібрація турбонагнітача (віброшвидкість $v_{ті}$), мм / с Частота обертання ротора, $n_{тні}$, хв ⁻¹ Тиск перед турбіною $p_{гті}$, МПа
Шкідливі викиди в атмосферу	емісія $e_{NOxі}$ в випускних газах двигуна, г / (кВт · год) емісія $e_{СОі}$ в випускних газах двигуна, г / (кВт · год) димність D_i випускних газів двигуна (коефіцієнт N ослаблення світлового потоку, приведений до шкалою димоміра оптичного типу, %)

Проведений авторами аналіз сучасних датчиків, що залишилися за рамками цієї роботи, дозволяє зробити висновок про те, що технічних обмежень по вимірюванню діагностичних параметрів на сучасному етапі технічного прогресу немає.

В даний час промисловістю випускаються різноманітні датчики, що дозволяють вимірювати параметри робочого процесу найскладнішого для діагностування об'єкта СЕУ - СДВЗ. Для контролю тиску газів в циліндрах найбільш широко застосовуються такі неохолоджувані датчики: тензометричні датчики GT-20 (20A, 21) фірми Autronica A / S; п'єзоелектричні датчики фірми Kistler; оптичні датчики Optrand; емнісні датчики PS-16 DEPAS. Особливістю зазначених датчиків є широкий діапазон робочих температур - від 40 до 500 °С. Типовий робочий діапазон вимірюваних тисків 200-250 бар. Для аналізу процесу упорскування палива застосовують датчики тиску, розраховані на роботу при високих імпульсних навантаженнях з максимальним тиском до 2000-3000 бар. Робочий температурний діапазон датчиків тиску палива досягає 150°С. Для вимірювання температури і тиску застосовуються датчики серій Sentry і GT фірми Kongsberg. Для вимірювання віброшвидкості можливе використання датчиків типу ДВС-І (ТОВ «Енергогазприбор»), що мають два незалежні канали вимірювання – канал Х і канал Y. Для замірів шкідливих викидів в атмосферу можуть бути використані датчики фірм NGK Spark Plugs і Siemens VDO. Як приклад можна привести інтелектуальний датчик з багатошаровим сенсорним елементом ZrO₂, який розроблений спільно з NGK і випускається Siemens VDO. Датчик допускає як пряме вимірювання NO_x, так і співвідношення «повітря / паливо». Інтелектуальний датчик включає газовий сенсорний елемент і електронний блок, що генерує три

сигналу: NO_x, двійковий, лінійний. Дані передаються до ECU двигуна за допомогою шини CAN [5].

Висновки

На підставі виконаного аналізу можна констатувати, що в даний час рішення задачі технічної діагностики судових двигунів, а отже, і інших, менш складних об'єктів СЕУ річкових суден, стає можливим, оскільки сучасні електронні системи управління дозволяють здійснювати безперервний моніторинг технічних параметрів. У зв'язку з цим використання спеціалізованих діагностичних комплексів стає неактуальним, тому що інформація, яка отримана від електронних систем управління двигуном і іншими об'єктами СЕУ, може оброблятися центральним комп'ютером управління або комп'ютером машинного відділення з метою управління та діагностування всієї СЕУ [6], а не тільки її окремих об'єктів.

Література

- [1]. Іванівський В.Г., Варбанец Р.А. Моніторинг робочого процесу судових дизелів в експлуатації. // Всеукр. наук.-техн. журн. 2004. Вип. 2. С.138-141.
- [2]. Данилян А.Г., Чимшир В.І., Разінкін Р.А., Найдъонов А.І. Удосконалення систем технічного діагностування малооборотних судових дизелів // Молодий вчений. 2015. № 2(82). С.138-142. URL:<https://moluch.ru/archive/82/14613/>.
- [3]. Характеристика систем діагностики суднової дизельної установки в судових дизелях. URL:<http://vdvzhke.ru/sudovye-dizelnye-ustanovki/puskoreversivnye-sistemy-dvigatelja/harakteristika-sistemdiagnostikisudovoj-dizelnoj-ustanovki-v-sudovyh-dizeljah.html>.
- [4]. Худяков І.В., Симоненко Р.В., Манжелей В.С., Черненко В.В. Особливості формування та аналізу інформаційних структур системи моніторингу параметрів технічного стану транспортних засобів у взаємодії з тахографом Системи і засоби транспорту. Проблеми експлуатації і діагностики: монографія / Blatnický Miroslav, Dižo Ján, Gerlici Juraj та ін.; за наук. ред. проф. Грищука Ігоря. – Херсон : ХДМА, 2019. – с. 250-259.
- [5]. Сисоева З. Нові тенденції та перспективні технології автомобільних датчиків систем Powertrain і контролю емісії. Ч. 1. Стан та перспективи ринку датчиків положення, швидкості, датчиків концентрації кисню (газу), масової витрати повітря і тиску // Компоненти та технології. 2006. № 60. С. 86-94.
- [6]. Соловійов А. В. Концепція єдиного

целіорієнтованного управління судновою енергетичною установкою // Укр. держ. ун-ту мор. і реч. флоту ім. адм. С. О. Макарова. 2017. Т. 9. № 5. С. 1027-1039.

Відомості про авторів

Ігор Худяков, к.т.н., доцент кафедри експлуатації судових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8900-7879](https://orcid.org/0000-0002-8900-7879).



Ігор Грищук, д.т.н., професор кафедри експлуатації судових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-7065-6820](https://orcid.org/0000-0001-7065-6820).



Дмитро Погорлецький, к.т.н., доцент кафедри експлуатації судових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1256-8053](https://orcid.org/0000-0002-1256-8053).



Валентина Черненко, старший викладач кафедри експлуатації судових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-2013-7058](https://orcid.org/0000-0003-2013-7058).



Олександр Поліщук, аспірант кафедри експлуатації судових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-7369-0485](https://orcid.org/0000-0001-7369-0485).



ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛУБРИКАТОРНОЇ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN-B&W 5S70ME-C

Погорлецький Д.С.[✉], Грицук І.В., Худяков І.В.

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

лубрикаторна система мащення, експлуатація системи мащення, циліндрове масло, лужне число.

Введення в експлуатацію та експлуатація перших двотактних двопаливних двигунів (дизельний цикл) є однією з найважливіших частин експлуатації суднових машин. Було виявлено цілу низку нових проблем, які представляли собою можливість підвищеного зносу циліндрових втулок, поршневих кілець і поршнів, що безпосередньо пов'язано з типом використовуваного палива та вмістом сірки в ньому. Сірка нейтралізується за допомогою циліндрових масел з високою лужністю, доступних у продажу з 1950-х років. Проблеми виникають під час заміни палива, що також вимагає зміни базового номера масла циліндрів (CLO BN). Межі вмісту сірки в судновому паливі введено в Додатку VI MARPOL. Географічно він визначається кордонами діяльності суден, які називаються зоною контролю викидів сірки (SECA).

Вступ

При експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) не рідко виникають різні дилеми, до однієї з яких відноситься використання високов'язких палив з високим вмістом сірки. Дані палива мають знижену вартість, тому їх застосування в судновій енергетиці, що почалося з котельних установок, поширилося і на суднові ДВЗ. Застосування подібних сортів палива нині відбувається як у крейцкопфних, так і в тронкових моделях дизелів [1-4]. Поглиблення переробки нафти супроводжується погіршенням якості всіх видів палив, що призводить до зниження надійності роботи та ресурсних показників суднових дизелів. При цьому збільшуються інтенсивність старіння моторного масла, забруднення поверхонь дизеля вуглецевими відкладеннями та швидкість їх зношування.

Нині у сфері розробки моторних масел є міжнародні нафтові компанії (Mobil, Shell, Castrol, BP, Nippon Petroleum, Chevron Texaco та інші). Особлива увага приділяється питанням економії моторних масел у процесі їх застосування на судах, а також перспектив регенерації їх експлуатаційних властивостей. З цієї метою дизелобудівними фірмами спільно та виробниками мастильних матеріалів розробляються режими змащування, що забезпечують мінімально можливу подачу масла до зон контакту, а також проєктуються спеціальні установки, що дозволяють

відновлювати експлуатаційні властивості масла [2-7]. Основні функції масел зводяться до забезпечення надійної роботи вузлів тертя, зменшення тертя і зносу; запобігання зносу у всіх інших його формах; видалення із зони тертя забруднюючих елементів; охолодження шляхом відведення теплоти від поверхонь, що труться; забезпечення щільності в зоні кільцевого ущільнення поршнів; запобігання корозії [1-7].

Актуальність досліджень

Проблеми, пов'язані з необхідністю розробки нових циліндрових масел, виникли ще на початку 60-х років минулого століття та були пов'язані з появою на морських судах малооборотних двигунів (МОД) з наддувом та переведенням їх роботи на економічно вигідні палива підвищеної в'язкості. Відповіддю на умови роботи мастил, що посилювалися, а також на необхідність надання їм відповідних властивостей, було створення рядом компаній спеціальних циліндрових масел до складу яких в обов'язковому порядку вводили з'єднання лугу. Її вміст визначається в мг гідроксиду калію КОН на 1 грам масла, а величина може досягати 100 мг КОН/г. Високолужні циліндрові масла другого покоління (Mobilgard 570, Shell Alexia 50, Castrol S та інші) з рівнем лужних чисел 60...70 мгКОН/г тривалий час успішно застосовувалися у форсованих суднових МОД в умовах експлуатації на паливах в'язкістю 120...320 сСт вмістом сірки до

3...4 %. Експлуатація суднових дизелів на подібних сортах палива і масла проводилася аж до початку нинішнього століття, коли флот став поповнюватися суднами з довгоходовими моделями двотактних дизелів, а крім того, посилися вимоги до екологічних параметрів роботи суднової енергетичної установки. Висока економічність таких двигунів досягається за рахунок підвищенню максимального тиску згоряння та поліпшення індикаторного процесу. Всі ці зміни прямо стосуються формування масляної плівки на поверхні змащуваних деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ).

Формулювання цілей. Аналіз сучасних тенденцій розвитку МОД показує, що для забезпечення необхідної довговічності і надійності сучасних двигунів, до циліндрового масла пред'являються особливі вимоги, значно жорсткіші, ніж, які висувалися для МОД попередніх моделей. Ці властивості повинні забезпечувати рівномірність розподілу масла по втулці циліндра. У довгоходових МОД у зв'язку із зменшенням частоти обертання збільшено час перебування масляної плівки до її оновлення на поверхні втулки, в результаті чого масло повинне витримувати велике термічне навантаження, виконуючи необхідні функції. Однією з найважливіших завдань є забезпечення товщини та міцності мастильної плівки в умовах низьких швидкостей поршня, наприклад, при русі судна на економічних ходах [2-7].

Викладення основного матеріалу

Для роботи двигунів внутрішнього згоряння суднових енергетичних установок використовуються палива, які традиційно поділяються на важкі та легкі (дизельні). Ця класифікація базується на питомій вазі, а точніше густині палива, яка для дизельних палив при 20 °С лежить в межах 840...860 кг/м³, а для важких до 980 кг/м³. Серед великої кількості компонентів, що входять до складу палива, найбільш негативний вплив на технічний стан та екологічні параметри роботи дизеля має сірка [1-7], для компенсації впливу якої на деталі ЦПГ в системах циліндрового мащення застосовують масла з вмістом лугу до 70...100 мгКОН/г масла.

Суднові МОД і системи обробки палива сучасних суден модифіковані для застосування надважких палив з в'язкістю до 750 сСт при 50 °С щільністю до 1010 кг/м³. Особливості умов роботи циліндрового масла на поверхнях деталей ЦПГ при використанні високов'язких палив визначаються більш тривалим згорянням палива на лінії розширення, високим ступенем термічного впливу на масляну плівку, попаданням на її поверхню щодо великої кількості сажі в результаті неповноти згоряння, потраплянням

крапель незгорілого палива на плівку через збільшення дальності розпилення палива великої густини.

Такий процес змішування частинок, що знаходяться на поверхні циліндра, негативно впливає на змащувальні властивості масла, сприяє зниженню його термічної та термоокислювальної стабільності, а також інтенсифікує сірчистий знос як ЦПГ і проточної частини турбокомпресорів і випускного тракту дизелів [4-7].

Використання важких та надважких палив у крейцкопфних дизелях зумовлює посилення вимог до ряду властивостей циліндрового масла.

Насамперед, це стосується забезпечення нейтралізуючої здатності, високої термоокислювальної стабільності та анти нагарних властивостей.

Змінюються як у напрямку, так і за величиною навантаження на ЦПГ призводять до постійних переходів режимів мащення з гідродинамічного в граничний і навпаки [3-7]. Найпоширенішим і доступнішим для умов морського судна є визначення лужного числа та кількості металевих домішок у маслі, взятій із підпоршневих просторів дизеля.

Для цієї мети використовуються суднові лабораторії, такі як Cylinder Scrape-Down Oil Analysis, Unimarine Cylinder Scrape-Down Oil Analysis, Signum onboard test kit of ExxonMobil, Digi TBN Test Kit. Сучасні методи діагностування аналізують рівень корозії циліндрових втулок суднових дизелів, на основі визначення залишкового лужного числа масла (BN), взятого з підпоршневих просторів. При цьому за величиною BN можна оцінити стан ЦПГ [1-7].

Основними показниками кількості подачі циліндрового масла на циліндрові втулки є АСС фактор (adaptive cylinder oil control) і витрата масла FR (feed rate). Величина АСС фактору приймається за експериментальними даними, залежно від значень PQI (Particle Quantity Index) – кількості металевих частинок та BN в аналізах масла, взятої з підпоршневого простору. Для суднових малооборотних дизелів АСС = 0,2...0,35. На сучасних морських суднах, оснащених малооборотними дизелями, встановлені системи автоматичного управління (зокрема система LUB ECS), які підтримують мінімальну витрату циліндрового масла на рівні 0,6 г/(кВт год) незалежно від режиму роботи дизеля [1-7].

Для технічного стану циліндрової групи дизеля з аналізів масла, взятої з підпоршневого простору, виконували дослідження на судновому дизелі MAN-B&W 5S70ME-C під час його експлуатації, дизель працював на тому самому сорті палива марки RMK 700 з наступними характеристиками: густина при 15 °С, кг/м³ – 990;

в'язкість, сСт, при 50 °С - 700; температура спалаху (min), °С – 60; вміст сірки, % - 2,5...2,7.

Змащування циліндрів дизеля забезпечувалося маслом Mobilgard570 з такими показниками: густина при 15 °С, кг/м³ – 820; температура спалаху, °С – 256; в'язкість, сСт, при 40 °С - 229; в'язкість, сСт, при 100 °С - 21; лужне число (total base number – TBN), мг КОН/г – 70. Для кожного циліндра дизеля встановлювалося значення подачі циліндрового масла. Відхилення її величини за циліндрами не перевищувало 5 % від середнього. З підпоршневого простору кожного циліндра брався відбір проб відпрацьованого масла з подальшим визначенням на судновій лабораторії значень BN і PQI [1-7].

Під час експлуатації оптимальна витрата циліндрового масла для двигуна, який використовує паливо з високим вмістом сірки, досягається знаходженням оптимальної величини АСС-фактору. Це значення визначається для кожного двигуна окремо і залежить від його технічного стану та особливостей системи циліндрового мащення. Значення АСС-фактору є постійним і витрата циліндрового масла Feed Rate при переході на різні палива залежить тільки від вмісту сірки в ньому. Min Feed Rate – розрахункова мінімальна витрата масла на змащування циліндрів двигуна. Його значення обмежується мінімально допустимою витратою, встановленою фірмою-виробником [1-7].

У разі роботи дизеля на над малих навантаженнях (наприклад 61, 63, 66, 68 хв⁻¹) до циліндра подається обмежена кількість циліндрового масла в одному вприскуванні. На даних режимах розрахункове значення FR становить 0,462...0,554 г/(кВт год). У зв'язку з цим відбувається примусова подача масла на кожному 5-му ході поршня до забезпечення величини 0,6 г/(кВт год). З метою контролю результатів, а також у зв'язку з періодичними перевірками стану ЦПГ, виконувалася здавання проб відпрацьованого масла для аналізу незалежної берегової лабораторії.

Основними параметрами, за якими здійснюється діагностика стану циліндрових втулок, є вміст у відпрацьованому маслі металевих домішок (Fe), ванадію (V), нікелю (Ni), кремнію (Si), що визначаються мг/кг, а також величини BN і PQI. При цьому напрацювання як головного двигуна, так і циліндрових втулок складало 9610 і 10809 годин роботи (рис. 1).

Дозування циліндрового масла залежить від кількості сірки в паливі, а також від навантаження на двигун. Це, в свою чергу, встановлює необхідну кількість лужних присадок. Лужне число це показник здатності масла нейтралізувати сірчану кислоту на поверхні гільзи циліндра. Також необхідно контролювати корозію,

вона є надзвичайно важливою в трибології, необхідної для створення та утримання масляної плівки на поверхні гільзи. При занадто великому вмісті BN і подальшій нейтралізації поверхня гільзи буде відполірована, що призведе до порушення тертя та підвищеного ризику пошкодження поверхні гільзи та поршневих кілець. Занадто низьке значення BN призведе до недостатньої нейтралізації та значного ризику низькотемпературної корозії [1-7].

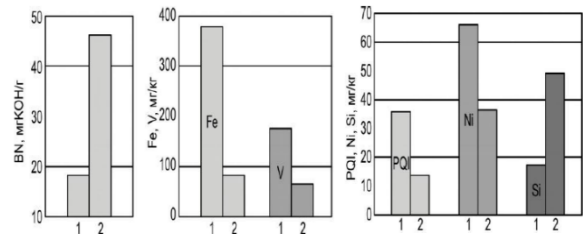


Рисунок 1. Значення BN (base number), Fe (Iron), V (Vanadium), PQI (Particle Quantity Index), Ni (Nickel), Si (Silicon) у пробах масла, взятого з підпоршневого простору суднового дизеля: 1 – після 9610 годин роботи; 2 – після 10809 годин роботи

Сірчана кислота утворюється під час спалювання палива, що містить сірку, може розріджуватися на поверхні гільзи – це пов'язано з наявністю води в повітрі та термодинамікою горіння, коли температура та тиск створюють атмосферу нижче точки роси SO₃. При поганій нейтралізації рівень заліза в циліндровому маслі підвищиться. За даними MAN Diesel&Turbo, рівень 200 мг/кг відповідає номінальному зносу гільзи циліндра і дорівнює 0,1 мм/1000 напрацювань (RH) [1-7].

Тому більш високі значення будуть свідчити про підвищений знос втулки, кілець і в кінцевому підсумку поршнів [1-4]. MAN встановлює мінімальну питому подачу CLO на рівні 0,6 г/(кВт год), яка буде досягнута з використанням палива, що містить 1,15 % сірки, за допомогою CLO BN100 [1-7]. Це встановлює теоретичну межу використання BN100 CLO на рівні 1,15 % S. При використанні CLO BN40 (використовується під час роботи з метаном) ліміт 0,6 г/(кВт год) не дозволяє досягти BN – S (рис.2).

Вимірювання вмісту заліза та залишкового BN дозволить дуже точно оцінити стан гільзи, а також потребу врегулювання швидкості подачі, якщо це необхідно для повернення в безпечну зону. Недостатнє змащування завжди призводить до надмірного зносу/пошкодження як поверхні гільзи циліндра, так і поршневих кілець через підвищену корозію та меншу загальну мийну здатність циліндрового масла. Двигуну загрожує погане мащення лише в діапазоні високих навантажень. Занадто багато масла в

циліндрах призведе до надмірного змащування, що з часом призведе до полірування втулки.

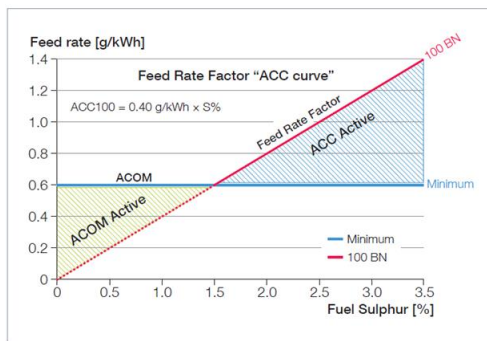


Рисунок 2. ACC Area (коефіцієнт швидкості подачі) для циліндрового масла BN100

Наприклад, на роботу системи EGR двигуна вплине необхідність видалення твердих частинок лугу та відсутність рівноваги рН в первинному контурі (охолоджувач повітря) [1-7]. Виходячи з наведеного вище обґрунтування, стає очевидним, що існує потреба у використанні двох циліндрових масел, розрізнених за базовим числом (BN). Точка перемикання базується виключно на досвіді, отриманому протягом досліджень під час експлуатації двигуна (рис. 3).

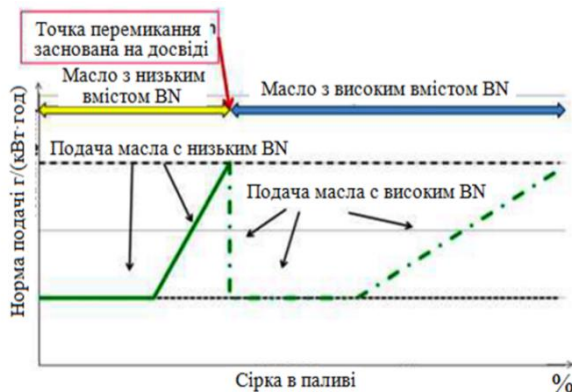


Рисунок 3. Зміна подачі циліндрових масел

З огляду на розглянуті вище особливості експлуатації системи циліндрового мащення суднового двигуна MAN-B&W 5S70ME-C та для покращення його економічних показників роботи, під час роботи на різних сортах важкого палива, з різним вмістом сірки [1-7].

Становиться доцільним використання автоматизованої системи змішування циліндрових масел (АСОМ), для нейтралізації сірки в судновому паливі та поліпшення захисту від низькотемпературної корозії, а також покращення м'якої здатності циліндрових масел. АСОМ є одним з рішень, які зараз використовуються для суднових двигунів (рис. 4). Система дозволяє змішувати та дозувати циліндрове масло залежно від навантаження двигуна та типу використаного палива [2-7]. АСОМ також дозволяє дозувати масло на двигунах, що працюють у

спеціальному режимі подвійного палива (SDF), який визначає співвідношення між пілотним і газовим паливом.

Це дуже важлива особливість двигуна MEGI, яка використовується, коли двигуни є частиною контролю тиску в баку. АСОМ змішує два різних масла BN в одне з потрібним значенням BN. В даний час BN 100 і BN16 використовуються як базові масла. Це створює дуже «гнучке» середовище, де доступні всі поточні значення BN. АСОМ керується за допомогою ECS системи двигуна (рис. 5), що дозволяє здійснювати його безперервний моніторинг. Усі налаштування можна виконувати через цифрову панель MOP та/або АСОМ [1-7].

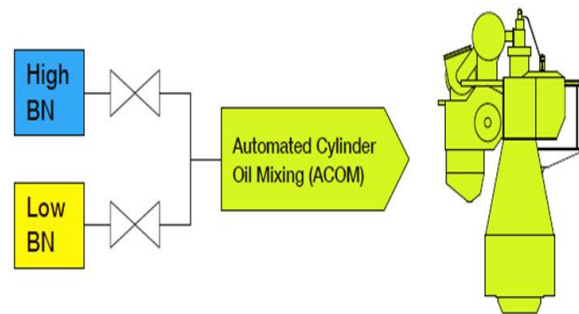


Рисунок 4. Система автоматизованого змішування циліндрового масла



Рисунок 5. Автоматизований блок змішування циліндрового масла

Змішування базується на введенні циліндрового масла в залежності від вмісту сірки в паливі, на якому працює двигун, а система двигуна ME-ECS потім контролює АСОМ відповідним чином [3-7]. Система працює з системами керування двигуном ME-C/-GI/ LGI та ME-B-

GI/LGI, дані про вміст сірки в паливі вводяться в систему АСОМ машиною командою, на двигунах серії ME-B та MC-C АСОМ є автономною установкою, і керується з операційної панелі АСОМ окремо до MES-ECS та в поєднанні з блоком керування двигуном.

Висновки

На підставі виконаного аналізу особливостей експлуатації лубрикаторної системи мащення суднового двигуна MAN - B&W 5S70ME-C можливо констатувати, що в даний час рішення задач з забезпечення необхідної довговічності і надійності сучасних двигунів, вимог до циліндрового масла, значно жорсткіші, ніж для двигунів попередніх моделей. Тому використання установок та систем автоматичного змішувача циліндрового масла, таких як «АСОМ» дозволило б забезпечити найнижчу швидкість подачі циліндрового масла в циліндр та за рахунок цього зменшити витрати, і оптимізувати мащення поршневих кілець та гільз циліндрів. На додаток до цього дана система АСОМ має здатність забезпечити змішування циліндрового масла відповідно до вмісту сірки у паливі, тобто від 0,1 % до 3,5 %, та нейтралізувати сірку у важкому паливі.

Література

- [1]. Alpha Adaptive Cylinder Oil Control (Alpha ACC) MAN Diesel A/S MAN Diesel | PrimeServ Tegholmsgade 41 2450 Copenhagen SV Denmark
- [2]. Богач В.М. Эффективность электронной системы смазывания цилиндров «PULS» / В.М. Богач // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2011. - № 28. - Одесса: ОНМА.
- [3]. Богач В.М. Моделирование процессов смазывания сопряжений ЦПГ при эксплуатации судовых дизелей / В.М. Богач // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб.–2012.- № 29. - Одесса: ОНМА.
- [4]. Sagin S.V., Semenov O.V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors/ American Journal of Applied Sciences. – 2016. – Vol. 13. – № 2. – P. 200–208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.
- [5]. The ME Engines Service Experience / MAN B&W DIESEL A/S Copenhagen SV Reg. No.: 24231/ – 3rd edition. – November. 2008. – 13 p.
- [6]. Sagin S.V., Solodovnikov V.G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education. – 2015. Vol. 9. – № 5. – P. 269–278. DOI: 105539/mas.v9n5p269.

[7]. Богач В.М. Эксплуатационные показатели эффективности лубрикаторных систем судовых дизелей / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, И.Д. Колиев, Ю.И. Журавлев // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб.- 2007.- Вып. 19. - Одесса: ОНМА.

Відомості про авторів

Дмитро Погорлецький, к.т.н., доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1256-8053](https://orcid.org/0000-0002-1256-8053).



Ігор Грицук, д.т.н., професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-7065-6820](https://orcid.org/0000-0001-7065-6820).



Ігор Худяков, к.т.н., доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8900-7879](https://orcid.org/0000-0002-8900-7879).



ПОКРАЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ СЕУ ТАНКЕРА ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЕВИХ ДОБАВОК

Шалапко Д.О.[✉], Андреев А.А.[✉], Свиридов В.І.[✉]

Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

експлуатація СЕУ, двигун внутрішнього згорання, водень, альтернативне паливо, металогідридний акумулятор

Проведено моделювання застосування водневих домішок на головному двигуні 6L20 виробництва фірми «Wartsila». Представлено схему розташування обладнання у машинному відділенні та схему паливної системи суднової енергетичної установки. За результатами моделювання ефективна потужність двигуна збільшилась на 3,1%, а питома ефективна витрата палива зменшилась з 195 до 191 г/(кВт год).

Вступ

Майже третина всієї нафти, що видобувається на сьогоднішній день, витрачається на транспорту енергетику, тому проблема раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів у світі є дуже актуальною. Обмежені запаси вичерпаних ресурсів зумовлюють велику увагу, яка приділяється можливості використання альтернативних видів палива в транспортних установках (ТУ). У найближчі десятиліття для малих і середніх ТУ перспективними видами двигунів вважаються дизельні установки і двигуни внутрішнього згорання з примусовим запалюванням. У зв'язку з цим головною проблемою розвитку транспортної енергетики є забезпечення ефективної роботи двигунів, які використовують альтернативне паливо [1].

Актуальність досліджень

В енергетичних комплексах з ДВЗ можуть використовуватися різні види альтернативного палива: етиловий і метиловий спирти [2], олії рослинного походження (пальмова, соєва, соняшникова, рапсова) [3], природні та попутні гази, конденсований газ [4], водень [5], синтез-газ (переважно 40...70% водню та оксиду вуглецю [6]).

Очевидно, що водень являється найбільш перспективним альтернативним паливом [4]. Людство має необмежені запаси елемента № 1 періодичної системи Менделєєва. Переобладнання поршневих двигунів на водень є вірним способом усунення парникового ефекту та вирішення проблеми забруднення повітряного басейну планети [5].

Викладення основного матеріалу

Проведено аналіз ефективності застосування малих домішок водню до основного дизельного палива на дизельній енергетичній установці танкера «SVL LIBERTY» [9] дедвейтом 6970 тон (рис. 1). Судно зафрахтовано нафтовою компанією «SVL» і призначене для транспортування сирової нафти портами Чорного, Каспійського та Середземного морів. Силова установка танкера містить два головних двигуна W6L20 (6ЧН20/28) специфікаційною потужністю 1200 кВт виробництва фірми «Wartsila», а також три допоміжні дизельні генератори «Volvo Penta D12 MGKS» потужністю кожного двигуна 292 кВт.



Рисунок 1. Загальний вигляд танкера «SVL LIBERTY»

Схема СЕУ наведеного танкера з використанням малих домішок водню показана на рис. 2, а на рис. 3 - загальне розташування машинно-котельного обладнання в машинному відділенні (МВ).

Устаткування для електролізу та водню на борту танкера цілком раціонально розміщене в МВ. За оціночними розрахунками (з використанням електролізера НуSTAT ®-15-10) [9] ,

розміри цього обладнання, зібраного в один блок, становлять 1,7 × 1,85 × 2,6 м (див. рис . 3), а маса – близько 1,5 тон.

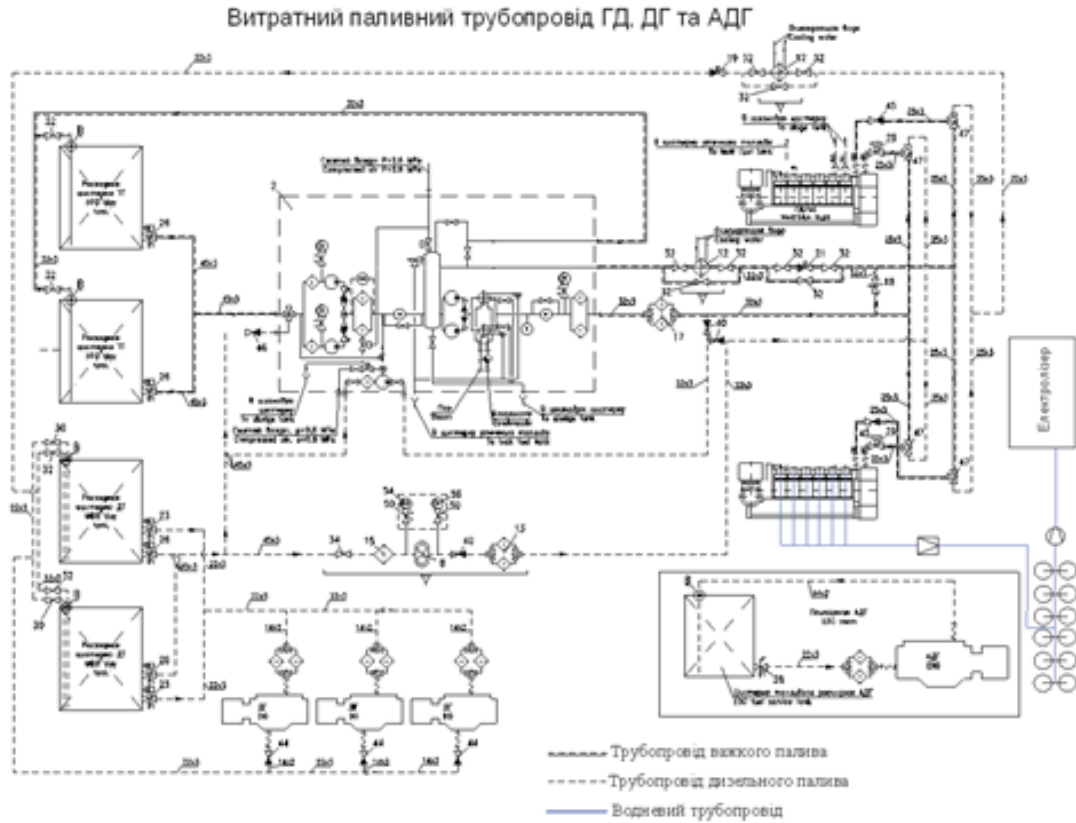


Рисунок 2. Схема паливної системи суднової дизельної електростанції танкера «SVL LIBERTY» з використанням дрібних домішок водню

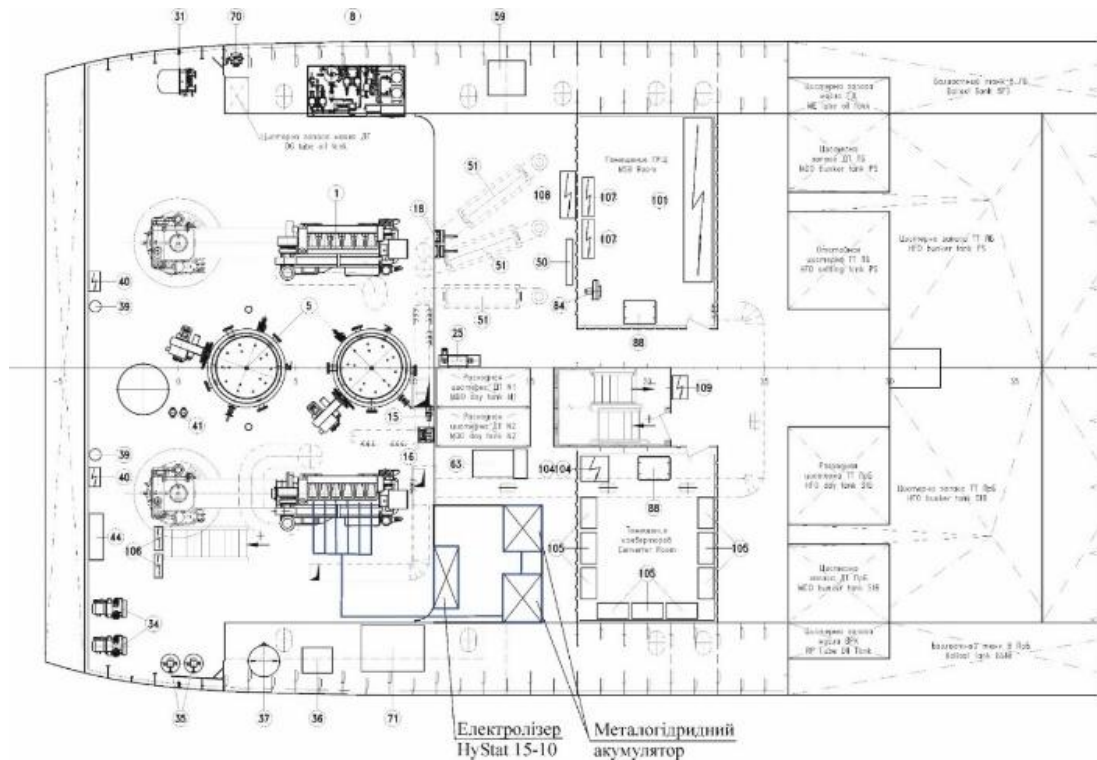


Рисунок 3. План розташування машинного відділення

Двигуни 6L20 (6ЧН20/28) фірми Wartsila [7] використовуються в судновій енергетиці як основні та допоміжні двигуни різних типів суден, а також як дизель-генератори наземних електростанцій.

На основі уточнених характеристик згоряння палива та показників тепловиділення проведено математичне моделювання робочого процесу двигуна 6L20 при різних значеннях тиску добавки водню. Враховуючи експериментальні дослідження [4] та дані літературних джерел щодо застосування водневих добавок [1-3], значення коефіцієнта надлишку повітря було прийнято рівним $\alpha=2.1$, кут випередження впроскування знаходиться в межах $\varphi=12\pm 1^\circ$ п.к.в.

Зміна ефективних показників двигуна 6L20 показана на рис. 4.

Використання невеликих домішок водню до основного палива призводить до збільшення ефективної потужності з 1313 до 1350 кВт, при цьому зазначена витрата палива зменшується з 178 до 173 г/(кВт год) з додаванням 0,11% домішки водню (за масою). При цьому приріст потужності складе 2,8%, а зниження питомого показника витрати палива – 2,9%.

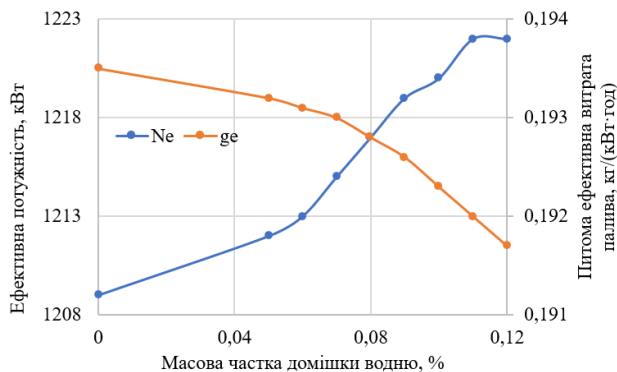


Рисунок 4. Ефективні показники роботи двигуна 6L20 при зміні кількості домішки водню

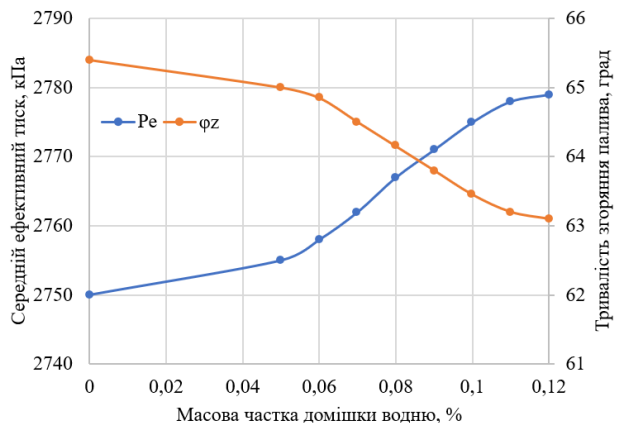


Рисунок 5. Залежність середнього ефективного тиску P_e та тривалості згоряння палива від вмісту домішок водню

При значенні концентрації домішки водню 0,1% (за масою) отримано відповідне значення ефективної потужності 1222 кВт, середній ефективний тиск 2,78 МПа та мінімальна питома ефективна витрата палива 0,191 кг/(кВт год).

Найвпливовішими параметрами робочого циклу двигуна при використанні малих домішок водню є тривалість горіння φ_z , кут випередження запалювання $\varphi_{оп}$ і коефіцієнт надлишку повітря α .

Висновки

Розрахунки, проведені на основі математичного моделювання з урахуванням експериментальних даних за методикою економічного розрахунку, розробленою в ХННІ НУК, показують, що у разі добавки 0,1% водню його витрата становитиме 12 кг на добу. Якщо вартість водню, отриманого електролізом, становить 8,96 доларів за кг, щоденна вартість водню становитиме 108 доларів США.

При використанні 0,1%, за масою, домішки водню, питома ефективна витрата основного палива зменшується на 3-7%. Додавання 0,1% водню до основного палива призведе до зниження витрати палива на ~3%. Враховуючи позитивний ефект від використання малих домішок водню (МДВ), добова витрата палива зменшиться і становитиме 11,64 тони, а вартість палива на добу становитиме 10476 долари США. Таким чином, щоденна економія на паливі складе 324 доларів США на добу. З урахуванням вартості водню загальний економічний ефект складе 216 доларів на добу.

Література

- [1]. Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О. Поліпшення робочих характеристик дизельних двигунів за допомогою додавання водню // Водный транспорт. 2016. №2 (25). С. 24-28.
- [2]. Ткач М.Р., Тимошевський Б.Г., Доценко С.М., Галынкин Ю.Н., Шалапко Д.О. Утилізація теплоты вторичних енергоресурсов судових малооборотних двигателів, працюючих на альтернативном топливе // Двигатели внутреннего сгорания. 2017. №2. С. 8-13.
- [3]. Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О. Основні положення математичної моделі додавання водню на лінії високого тиску паливної апаратури // Вісник Херсонського національного технічного університету. 2017. Т. 1., № 3 (62). С. 233-237.

[4]. Шалапко Д.О. An experimental study of the wave effect in fuel equipment using hydrogen

additives to diesel fuel // Technology audit and production reserves. 2018. Vol 6/1, (44). С. 36 – 40.

[5]. Shalapko D.O., Proskurin A.Y., Mitrophanov O.M. Methods to improve the performance of diesel engines by adding hydrogen into high pressure line // Shipbuilding & marine infrastructure. 2018. Vol.9., № 1. С. 82 – 86.

[6]. Шалапко Д.О. Непрямі методи дослідження ефекту використання малих домішок водню до основного палива // Авіакосмічна техніка та технологія. 2018. №6 (150). С. 44 – 51.

[7]. L20 IMO Tier II - Marine Engines PRODUCT GUIDE. - Wartsila, November 2018. - 228 p. (www.wartsila.com)

[8]. Танкер проекту “RST27”, основні характеристики, призначення та технічна документація, 2011. Херсонская верфь.

[9]. HySTAT® HYDROGEN GENERATORS. 2017. – Oevel, Belgium. 16 с. (режим доступу www.hydrogenics.com)

Відомості про авторів

Денис Шалапко, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4311-3908](https://orcid.org/0000-0002-4311-3908).



Андрій Андреев, к.т.н., професор, завідувач кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1095-0398](https://orcid.org/0000-0002-1095-0398).



В'ячеслав Свиридов, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4841-7935](https://orcid.org/0000-0002-4841-7935).



ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ПРИ ВИКОРИСТАННІ ВОДНЕВИХ ДОМІШОК

Шалапко Д.О.[✉], Андреев А.А.[✉], Пирисунько М.А.

Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

вторинні енергоресурси, водень, двигун внутрішнього згоряння, експлуатаційні характеристики

Розглянуто вплив використання малих домішок водню до основного палива суднового дизельного двигуна Wartsila 6L20 на його експлуатаційні характеристики. Отримано показники потужності, витрати палива та ефективного тиску в циліндрі.

Вступ

Віддаленість основних світових районів видобутку нафти від економічно розвинених країн, на які припадає основна частка її споживання, гостро ставить проблему транспортування нафтопродуктів водним шляхом. До танкерного флоту висувається низка жорстких вимог щодо вибухо-пожежо- та екологічної безпеки. Їх виконання можливе за умови оснащення танкерів системами інертних газів (СІГ), призначеними для:

а) створення у вантажних і відстійних танках судна середовища з вмістом кисню, зменшеним до значень (8...10) % за об'ємом або нижчих, за яких унеможливлені займання або вибух вуглеводневих парів, які виділяються перевозимим вантажем, що досягається нагнітанням в танки інертних газів (ІГ), у яких вміст кисню не перевищує 6 % за об'ємом;

б) вентиляції танків зовнішнім повітрям;

в) продування або дегазації вантажних танків;

г) заповнення ІГ трубопроводів вантажної системи судна.

Для інертування вантажних відсіків зазвичай використовують продукти згоряння котельного, дизельного або газотурбінного палива, що мають такий типовий об'ємний склад основних компонентів: до 5 % O_2 ; (13...15) % CO_2 ; (72...74) % N_2 . Залежно від виду та сорту палива, умов його спалювання продукти згоряння можуть додатково містити: близько 0,1 % CO та H_2 , до 3 % SO_2 , до 10 % H_2O .

Інертні гази подаються у вантажні та відстійні танки під певним надлишковим тиском і витісняють через газовідвідну систему. Потреба в альтернативних суднових паливах є однією з

найважливіших вимог до морських дизельних двигунів, щоб вони відповідали жорстким нормам викидів, встановленим міжнародною морською організацією (ІМО) [1]. Крім того, швидке виснаження вичерпаного палива з його шкідливим впливом на довкілля заохочує потребу у відновлюваних та чистих альтернативних видах палива.

Водневе паливо є одним із перспективних, відновлюваних та екологічно чистих видів палива на майбутнє [2]. Водневе паливо має широкий діапазон меж горючості, високу теплотворну здатність та стехіометричне відношення повітря до палива та низьку питому вагу порівняно з дизельним паливом. З цими характеристиками, водневе паливо можна використовувати одноосібно або поєднувати з іншими видами палива для покращення згоряння і відповідно зменшуючи шкідливі викиди відпрацьованих газів.

Актуальність досліджень

Проте одним з найбільш економічно доцільних є застосування водневих добавок у невеликих кількостях. Так, при використанні способу [3] згідно якого в паливну магістраль високого тиску через спеціальний змішувальний пристрій додається воднева домішка у порції до 0,15% по масі до основного палива. В такий спосіб можливо досягти економії палива до 3%, в залежності від режиму роботи двигуна.

Викладення основного матеріалу

На базі уточненої математичної моделі [4-5] з урахуванням експериментальних показників тепловиділення та характеристик палива було виконано математичне моделювання робочого циклу двигуна 6L20 при різному тиску водню в якості домішки. За отриманими результатами

побудовано залежності (рис. 1-3), що демонструють зміну експлуатаційних показників двигуна з використанням водневих добавок в широкому діапазоні робочих параметрів.

Як видно з рис. 1. при збільшенні потужності збільшується ефективність використання водневої домішки, оскільки часовий наявність водню позитивно впливає на організацію робочого процесу в ДВЗ.

Відповідно даних рис. 2 при збільшенні значення середнього ефективного тиску P_e в циліндрі вплив використання добавок водню зменшується, що характерне для найбільш ефективного режиму роботи двигуна.

Проаналізувавши рис. 3, робимо висновок, що найбільший вплив на зменшення витрати палива досягається на часткових режимах роботи двигуна.

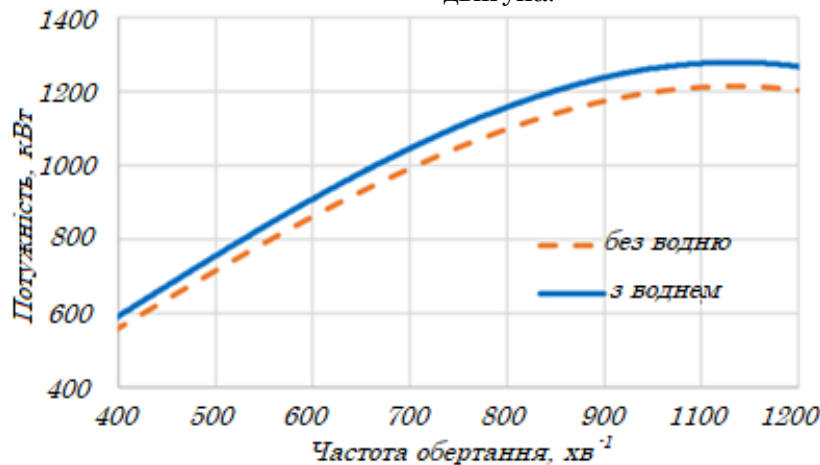


Рисунок 1. Зовнішня характеристика двигуна Wartsila 6L20

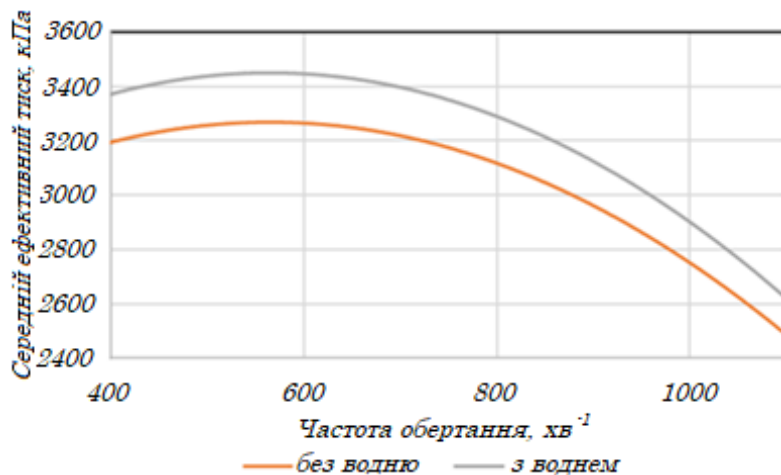


Рисунок 2. Зміна середнього ефективного тиску від частоти обертання колінчастого валу

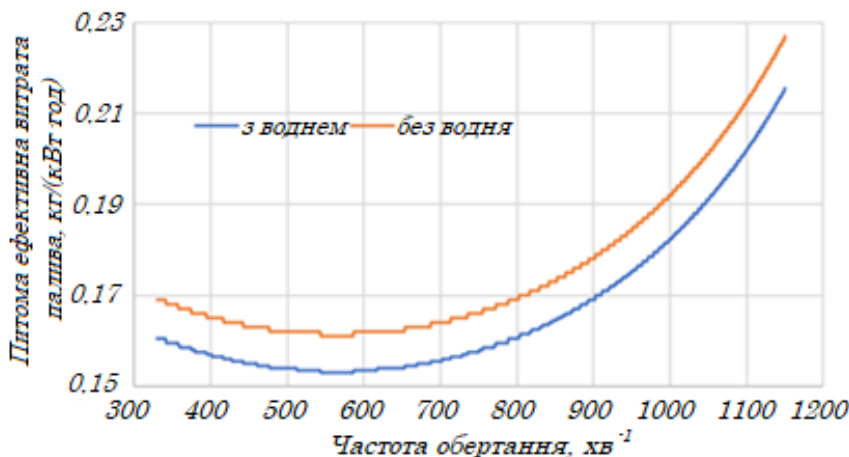


Рисунок 3. Залежність питомої ефективної витрати палива від частоти обертання двигуна

Висновки

Аналіз моделі використання малих домішок водню до основного палива двигуна Wartsila 6L20 показав, що особливо значне зменшення витрати палива досягається на часткових режимах роботи двигуна. В той же час приріст потужності спостерігається пропорційно збільшенню навантаження на двигун. Отже, використання домішок водню у порції 0,1% за масою доцільне в широкому діапазоні навантаження, та дозволяє збільшити потужність двигуна на 2,5...4%, та зменшити витрату палива на 3...5%.

Література

[1] Международная Конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 г.; измененная Протоколом 1978 г. к ней; МАРПОЛ 73/78. - СПб.: АОЗТ ЦНИИМФ, 1994. - 310 с.

[2] Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О. Поліпшення робочих характеристик дизельних двигунів за допомогою додавання водню // Водный транспорт. 2016. №2 (25). С. 24-28.

[3] Ткач М.Р., Тимошевский Б.Г., Доценко С.М., Галынкин Ю.Н., Шалапко Д.О. Утилизация теплоты вторичных энергоресурсов судовых малооборотных двигателей, работающих на альтернативном топливе // Двигатели внутреннего сгорания. 2017. №2. С. 8-13.

[4] Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О. Основні положення математичної моделі додавання водню на лінії високого тиску паливної апаратури // Вісник Херсонського національного технічного університету. 2017. Т. 1., № 3 (62). С. 233-237.

[5] Шалапко Д.О. An experimental study of the wave effect in fuel equipment using hydrogen additives to diesel fuel // Technology audit and production reserves. 2018. Vol 6/1, (44). С. 36 – 40.

[6] Shalapko D.O., Proskurin A.Y., Mitrophanov O.M. Methods to improve the performance of diesel engines by adding hydrogen into high pressure line // Shipbuilding & marine infrastructure. 2018. Vol.9., № 1. С. 82 – 86.

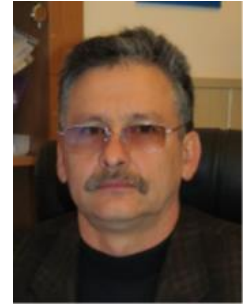
[7] Шалапко Д.О. Непрямі методи дослідження ефекту використання малих домішок водню до основного палива // Авіакосмічна техніка та технологія. 2018. №6 (150). С. 44 – 51.

Відомості про авторів

Денис Шалапко, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4311-3908](#).



Андрій Андреев, к.т.н., професор, завідувач кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1095-0398](#).



Максим Пирисунько, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3928-7112](#).



ПОКРАЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДНОВИХ СИСТЕМ ІНЕРТНИХ ГАЗІВ

Андреев А.А. [✉], Шалапко Д.О. [✉], Свиридов В.І. [✉]

Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

вторинні енергоресурси, інертні гази, газозов, низькокипяче робоче тіло, танкер

Розглядаються вимоги, які висуваються до систем інертних газів танкерів і газозовів. Проаналізовані сучасні технологічні схеми систем. Наведені основні джерела вторинних енергоресурсів у системах інертних газів, утилізація яких суттєво покращує ефективність їхньої експлуатації. Запропоновані шляхи такої утилізації

Вступ

Віддаленість основних світових районів видобутку нафти від економічно розвинених країн, на які припадає основна частка її споживання, гостро ставить проблему транспортування нафтопродуктів водним шляхом. До танкерного флоту висувається низка жорстких вимог щодо вибухопожежо- та екологічної безпеки. Їх виконання можливе за умови оснащення танкерів системами інертних газів (СІГ), призначеними для:

- а) створення у вантажних і відстійних танках судна середовища з вмістом кисню, зменшеним до значень (8...10) % за об'ємом або нижчих, за яких унеможливлені займання або вибух вуглеводневих парів, які виділяються перевозимим вантажем, що досягається нагнітанням в танки інертних газів (ІГ), у яких вміст кисню не перевищує 6 % за об'ємом;
- б) вентиляції танків зовнішнім повітрям;
- в) продування або дегазації вантажних танків;
- г) заповнення ІГ трубопроводів вантажної системи судна.

Для інертування вантажних відсіків зазвичай використовують продукти згоряння котельного, дизельного або газотурбінного палива, що мають такий типовий об'ємний склад основних компонентів: до 5 % O_2 ; (13...15) % CO_2 ; (72...74) % N_2 . Залежно від виду та сорту палива, умов його спалювання продукти згоряння можуть додатково містити: близько 0,1 % CO та H_2 , до 3 % SO_2 , до 10 % H_2O .

Інертні гази подаються у вантажні та відстійні танки під певним надлишковим тиском і витісняють через газовідвідну систему та продувни

труби повітря з танків. У танках створюється і підтримується тиск газів, вищий за атмосферний, що виключає проникнення в них атмосферного повітря. Найбільша потреба в ІГ виникає під час вивантаження вантажу, коли витрата поданих у танки ІГ має бути не меншою за 125 % максимальної продуктивності вантажних насосів.

Додатковим призначенням СІГ є захист корпусних конструкцій вантажних танків від інтенсивної хімічної та електрохімічної корозії, що досягається штучним осушенням ІГ різними способами перед їх подачею в танки. Це знижує витрати на експлуатацію суден і збільшує їхній термін служби. Використання СІГ дає змогу також прискорити розвантажувальні операції та ремонтні роботи на танкерах.

Велике поширення СІГ набули також на судах-газовозах і танкерах для перевезення рідких хімічних продуктів.

До СІГ морські міжнародні класифікаційні товариства, а також міжнародна морська організація (ІМО) висувають низку вимог:

а) підтримання у будь-якій частині вантажного танка атмосфери із вмістом кисню не більше 8 % за об'ємом, надлишкового тиску в будь-який час перебування судна в порту й у морі, окрім періоду проведення дегазації танка; підтримання в будь-якій частині трюму атмосфери із вмістом кисню не більше 14 % за об'ємом;

б) виключення необхідності подавання повітря в танк при звичайних операціях, крім випадків проведення дегазації танка;

в) продування порожніх вантажних танків ІГ та повітрям;

г) температура ІГ, що надходить у вантажні танки, має бути не більше 65 °С; а для сушвантажних трюмів – не більше 50 °С.

У системах, що використовують CO₂, повинні бути вжиті заходи, що зводять до мінімуму небезпеку займання від утворення самої системи статичної електрики.

Крім цього, висувається низка вимог щодо продуктивності, захисту танка від тиску (вакууму), до обладнання, трубопроводів, загальної та спеціальної арматури, пристроїв контролю та сигналізації, газовідвідної системи.

Питання моделювання, оптимізації та розрахунку систем інертних газів танкерів і газозовів розглядалися в [1] і [2].

Актуальність досліджень

Враховуючи ту важливу роль, яку відіграють СИГ у безпеці експлуатації танкерів і газозовів, питання визначення їх найбільш раціональних технологічних схем є край актуальною.

Що повніша обробка ІГ, тим більшою мірою СИГ задовольняє вимогам щодо вибухо-пожежної та екологічної безпеки. Така обробка, як правило, включає очищення ІГ від незгорілих вуглеводнів (сажі) шляхом зрошення забортною водою в апаратах контактного типу – скруберах. У них досягається високий (не менше 90 %) ступінь очищення від сірчистих сполук котельних газів, які отримані при згорянні сірчистих мазутів. На суднах, що перевозять гігроскопічні вибухо- та вогнебезпечні матеріали (аміак, азотні сполуки), а також органічні речовини (борошно, цукор тощо), обробка ІГ включає також їх осушення твердими або рідкими сорбентами, холодильними машинами.

На балкеріерах, газозовах і танкерах для створення нейтральних подушок над транспортуючими хімікаліями і зрідженими газами застосовуються автономні генератори, в яких ІГ отримують шляхом спалювання палива в спеціальних камерах згорання.

Викладення основного матеріалу

Аналіз складу сучасних СИГ показує, що він повністю визначається процесом технологічної обробки ІГ [3]. Це так званий технологічний етап розвитку СИГ. У той же час резерви енергетичного вдосконалення СИГ шляхом використання теплового потенціалу охолоджувальної забортної води залишаються нереалізованими. Це насамперед теплота, що відводиться забортною водою від скрубера (температура 70...80 °С), від охолоджувача газу перед адсорбером (40...50 °С) або міцного розсолу адсорбенту перед його подачею в абсорбер, від кінцевих

охолоджувачів ІГ перед його подачею до трюмів і вантажних танків, від конденсатора холодильної машини у разі осушення ІГ шляхом охолодження в її випарнику.

До вторинних енергоресурсів (ВЕР) систем з осушенням ІГ твердими або рідкими сорбентами можна віднести насичені вологою ІГ, що викидаються в атмосферу (в процесі регенерації адсорбенту), або повітря (при регенерації попередньо нагрітого абсорбенту). Про резерви скорочення витрат паливо-енергетичних ресурсів можна судити з витрат палива на генерацію ІГ, наприклад, в автономному генераторі фірми "Hidroterm Engineering" (Великобританія) продуктивністю 3000 м³/год: близько 90 кг/год дизельного палива на 1000 м³/год газу при витраті охолоджувальної забортної води 55 т/год. У разі отримання ІГ з котельних газів цей резерв може бути оцінений у 15...20 % витрати палива на котел (при ККД котла 0,80...0,85). У той же час у СИГ для регенерації сорбенту (на нагрівання ІГ для регенерації адсорбенту або рідкого розчину у разі регенерації абсорбенту) використовуються пара і електроенергія, споживання яких може бути суттєво скорочено за рахунок утилізації теплоти вологих ІГ, що викидаються в атмосферу, або повітря в процесі регенерації адсорбенту чи абсорбенту відповідно.

При цьому можуть бути застосовані так звані бустер-ежекторні паровиробничі установки (БЕПУ). Принцип їх дії полягає в тому, що в теплообміннику-випарнику за рахунок підведення теплоти від ВЕР генерується пара низького тиску (можливо навіть нижчого за атмосферний при недостатньо високому тепловому потенціалі ВЕР), який потім підвищують до потрібної величини в ежекторі. В останньому як силовий потік використовується гостра пара високого тиску від судового котла. Економія гострої пари, що досягається при цьому, визначається кількістю ежектованої пари, що вироблена за рахунок використання теплоти ВЕР і в відносних величинах може бути виражена у вигляді відношення витрат ежектованої та гострої пари, тобто коефіцієнтом ежекції.

На рис. 1 представлені схеми утилізації теплоти в процесах регенерації абсорбенту (а) й адсорбенту (б) систем з осушенням ІГ. Периферійний контур на рис. 1, а є власне БЕПУ, в якій пара низького тиску генерується у двоступеневому випарнику В за рахунок використання теплоти зволоженого в десорбері ДС повітря і міцного розчину абсорбенту, потім підтискається до потрібного тиску в ежекторі Е і конденсується в теплообміннику ПН з відведенням теплоти на нагрівання насиченого вологою слабого розчину абсорбенту, що надходить на регенерацію у десорбер ДС.

Для виробництва пари низького тиску у випадку БЕПУ на рис. 1, б використовується теплота ІГ, зволжених в десорбері ДС. Нагрівання же ІГ перед їх подачею в десорбер для випаровування вологи, що накопичилася в адсорбенті, здійснюється за рахунок підведення теплоти в конденсаторі Кн ежекторного контуру (він же паровий нагрівач інертних газів ПН). На схемі установки на рис. 1, б лінія основної тепловологості обробки ІГ винесена за межі ежекторного контуру.

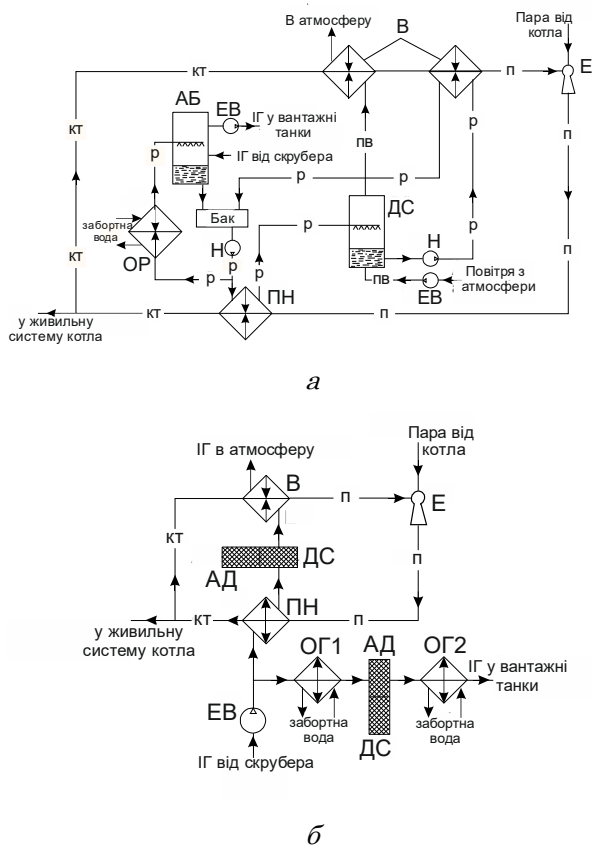


Рисунок 1. Схеми утилізації теплоти в процесах регенерації абсорбенту (а) та адсорбенту (б) систем із осушенням інертних газів: АБ – абсорбер; АД – адсорбер; В – випарник; ДС – десорбер; Е – ежектор; ЕВ – електровентильатор; ІГ – інертний газ; Н – насос; ОГ – охолоджувач газу; ОР – охолоджувач розсолу абсорбенту; ПН – паровий нагрівач; СКР – скруббер; ‘кт’ – конденсат; ‘п’ – пара; ‘пв’ – повітря; ‘р’ – розсіл абсорбенту

Застосування БЕПУ в процесі регенерації сорбентів забезпечує скорочення витрати гострої пари на нагрівання ІГ або абсорбенту перед подачею їх у десорбер, а в другому випадку – ще й витрат електроенергії на циркуляцію охолоджуючої міцний розчин абсорбенту заборотної води, оскільки міцний розчин абсорбенту, який надходить у витратний бак Б, після десорбера ДС охолоджується в теплообміннику другої ступені випарника В з відведенням теплоти на

виробництво пари низького тиску. Економія витрати пари в процесі регенерації сорбентів залежить також від тиску гострої пари, що подається на ежектор, зростаючи з його збільшенням.

Найменш економічними є автономні СИГ з отриманням ІГ в автономних газотурбінних установках або спеціальних камерах згоряння. Тому питання використання теплоти ВЕР у них стоять особливо гостро. Завдяки спалюванню в таких установках газоподібного або малосірчистого легкого дизельного палива теплоту відхідних газів (ВГ) можна використати в теплоутилізаційних контурах (ТУК) на низькокиплячих робочих тілах (НРТ), що забезпечують глибшу її утилізацію. Один із таких контурів для вироблення електроенергії в турбогенераторі ТГ при розширенні пароподібного НРТ представлений на рис. 2.

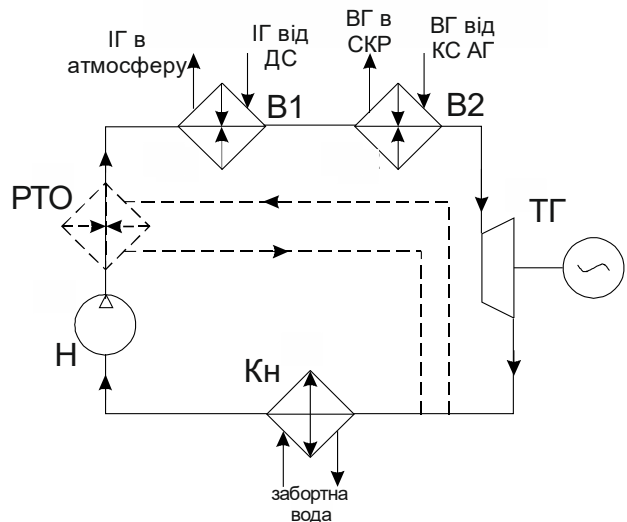


Рисунок 2. Схема ТУК на НРТ для генерації електроенергії в автономній системі інертних газів: В – випарник; ВГ – відхідні газів; ДС – десорбер; ІГ – інертні газів; Кн – конденсатор; КС АГ – камера згоряння автономного генератора ІГ; Н – насос; РТО – рекуперативний теплообмінник; СКР – скруббер; ТГ – турбогенератор

Генерацію пари та її перегрів здійснюють у випарнику В2 за рахунок використання теплоти ВГ, що надходять від камери згоряння автономного генератора ІГ. Нагрівання ж рідкого НРТ до температури насичення може бути здійснене за рахунок використання теплоти ВЕР більш низького температурного рівня, наприклад, ІГ, зволжених у десорбері, які зазвичай викидаються в атмосферу. Можливе також застосування із цією метою внутрішньої (у циклі ТУК на НРТ) регенерації теплоти в процесі зняття перегріву парів, що надходять з ТГ в конденсатор Кн, у рекуперативному теплообміннику РТО (на рис. 2. контур РТО показаний пунктирною лінією). Слід зазначити, що застосування

ТУК для генерації електроенергії в турбогенераторі підвищує ступінь автономності СИГ.

Теплоту ВГ можна також використати для осушення ІГ за допомогою хладонової ежекторної холодильної машини (ХЕХМ) на рис. 3.

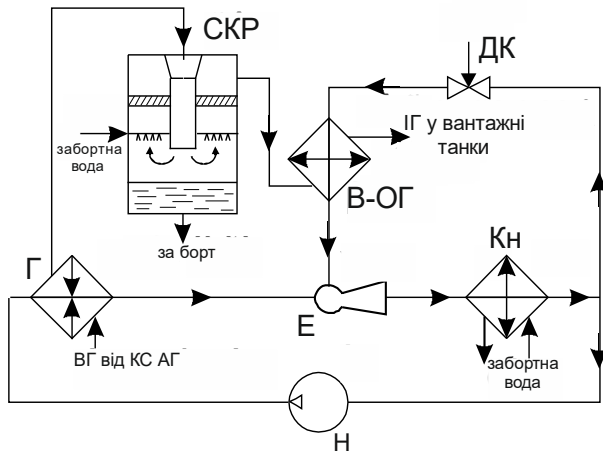


Рисунок 3. Схема тепловикористовуючої хладонової ежекторної холодильної машини для охолодження інертних газів: ВГ – відхідні гази; В-ОГ – випарник-охолоджувач газів; Г – генератор пари; ДК – дросельний клапан; Е – ежектор; ІГ – інертні гази; Кн – конденсатор; КС АГ – камера згоряння автономного генератора ІГ; Н – насос; СКР – скрубєр

У такій установці за рахунок теплоти ВГ випаровується рідкий хладон у генераторі пари Г, а охолодження ІГ з їх осушенням здійснюється у випарнику-охолоджувачі газів В-ОГ. Як робоче тіло ХЕХМ може використовуватися R142b. До безперечних переваг ТУК на базі ежекторів слід віднести простоту їхньої конструкції, низькі капітальні витрати та трудомісткість монтажу, високу надійність.

Включення до складу СИГ теплоутилізаційного контуру означає більш високий у порівнянні з технологічним етап їх розвитку.

Висновки

Системи інертних газів для різного типу суден, у першу чергу танкерів і газовозів, на сьогоднішній момент є необхідним елементом забезпечення їх вибухо-пожежо- та екологічної безпеки.

Системи інертних газів є суттєвим джерелом ВЕР, утилізація яких суттєво покращує ефективність їхньої експлуатації. Перспективними при цьому є БЕПУ та установки, що містять ТУК з НРТ, а також ХЕХМ.

Запропоновані нові технологічні схеми, що реалізують ці переваги.

Література

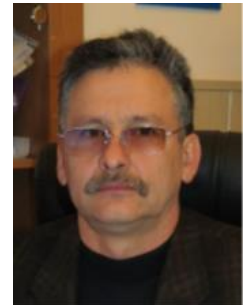
[1] Захаров Ю.В., Андреев А.А., Серёгин С.Н. Моделирование, оптимизация и расчёт системы инертных газов. *Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международн. сб. научных трудов.* – Донецк: ДонГТУ, 2000.

[2] Андреев А.А., Серёгин С.Н. Алгоритм иерархического построения модели судовых систем осушенных инертных газов. *Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: Сб. тр. между. науч. техн. конф. в г. Севастополе 10...16 сентября 2001 г. В 3-х томах. Т. 1.* – Донецк: ДонГТУ, 2001. С. 20-23.

[3] Adri'an M.C., Gonz'alez J.A. Inert Gas Production: N₂ Plant Vs Conventional Plant. *Journal of maritime research.* 2015. Vol XII. № II. Pp. 11–18.

Відомості про авторів

Андрій Андреев, к.т.н., професор, завідувач кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1095-0398](https://orcid.org/0000-0002-1095-0398).



Денис Шалапко, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4311-3908](https://orcid.org/0000-0002-4311-3908).



В'ячеслав Свиридов, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4841-7935](https://orcid.org/0000-0002-4841-7935).



ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВИХ МОД ОХОЛОДЖЕННЯМ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЮ УСТАНОВКОЮ

Андреев А.А. [✉], Пирисунько М.А., Андреева Н.Б.

Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

питома витрата палива, температура наддувного повітря

Умови експлуатації суднових малооборотних дизелів відрізняються значною зміною протягом рейсу температури зовнішнього повітря, а отже, і наддувного повітря, а також температури забортної води, що відводить теплоту від наддувного повітря. Паливна ефективність МОД істотно залежить від температури наддувного повітря, яка, у свою чергу, залежить від температури охолоджуючої води

Вступ

Особливістю суднових малооборотних дизелів (МОД), на відміну від інших ДВЗ, є можливість працювати якомога при нижчій температурі наддувного повітря (після охолоджувача повітря – ВО). Однак у традиційних системах охолодження для МОД ця температура визначається температурою забортної води, яка для характерних рейсових ліній транспортних суден коливається в діапазоні 4...36°C, що зумовлює діапазон температур наддувного повітря при характерних навантаженнях суднових МОД 16...48°C. Чим нижча ця температура, тим вищий ефективний ККД МОД. У сучасних МОД ступінь підвищення тиску повітря в турбокомпресорі (ТК) досягає 4 і більше, що зумовлює температуру повітря на виході із ТК близько 200°C. Це створює сприятливі умови для роботи утилізаційного ежекторного термотрансформатора (ЕТТр), що виробляє “холод” для охолодження наддувного повітря, що дозволяє забезпечувати низьку постійну температуру цього повітря незалежно від змінної температури забортної води.

Актуальність досліджень

Проблема зниження паливної економічності при підвищених температурах зовнішнього повітря та забортної води особливо гостро стоїть у високонадувних суднових довгоходових МОД, ступеня підвищення тиску повітря в яких $p_k = 3...4,5$, у перспективі $p_k = 5$, а температура наддувного повітря досягає 220 ... 260 °С, відповідно зростають і втрати теплоти з водою, що охолоджує наддувне повітря, і випускними

газами. Перш ніж оцінювати ефективність охолодження наддувного повітря в системі охолодження, що використовує тепло, проаналізуємо можливість інтегрування такої системи в систему наддуву суднового МОД.

Викладення основного матеріалу

Досліджувана система з урахуванням ежекторного термотрансформатора представлена на рис. 1, що дозволяє скласти висновки про конструктивні особливості інтегрування ежекторного термотрансформатора в систему наддуву суднового МОД.

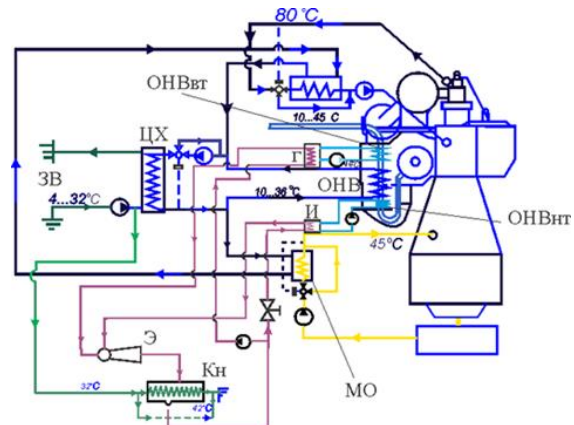


Рисунок 1. Досліджувана система охолодження МОД з урахуванням ежекторного термотрансформатора

Як видно, в тепловикористовуючій системі охолодження використовуються теплообмінники - штатні ОНП: високо-, середньо- і низькотемпературні ОНП (ОНВвт, ОНВст і ОНВнт), а наявність проміжного водяного

контур, до якого підключають теплообмінники з фазовим переходом низькокиплячого робочого тіла виключає необхідність вторгнення в тракт наддувного повітря взагалі.

Завдяки додатковому охолодженню повітря в штатному ОНП (як другий, проміжний, ступінь) триступенева триконтурна система охолодження забезпечує максимальну глибину охолодження наддувного повітря - набагато нижче температури $t_{зв}$ заборотної води. Однак її недоліком є залежність глибини охолодження повітря від температури $t_{зв}$, хоча за наявності проміжного ступеня охолодження наддувного повітря заборотною водою холодом, що генерується в ежекторному термотрансформаторі, достатньо для глибокого охолодження повітря при підвищених температурах $t_{зв}$.

Реальний ефект від охолодження наддувного повітря залежить від температури зовнішнього повітря, що змінюється протягом рейсу, і яка

визначає його тепловий потенціал як джерела теплоти, і заборотної води, від якої залежить потенційно можлива глибина охолодження повітря, і, власне, потреба у застосуванні машинного холоду на додаток до охолодження заборотною водою.

Достовірність теоретичних результатів забезпечувалася зіставленням результатів розрахунку за математичною моделлю процесів охолодження наддувного повітря в ежекторному термотрансформаторі з даними по тепловим навантаженням та кількості вологи, що випадає в процесі охолодження повітря, а також використанням для оцінки впливу охолодження наддувного повітря на показники МОД (питома витрата палива) програми "Mandieselturbo". Результати розрахунків також підтверджено даними ходових випробувань МОД у широкому діапазоні зміни експлуатаційних умов.

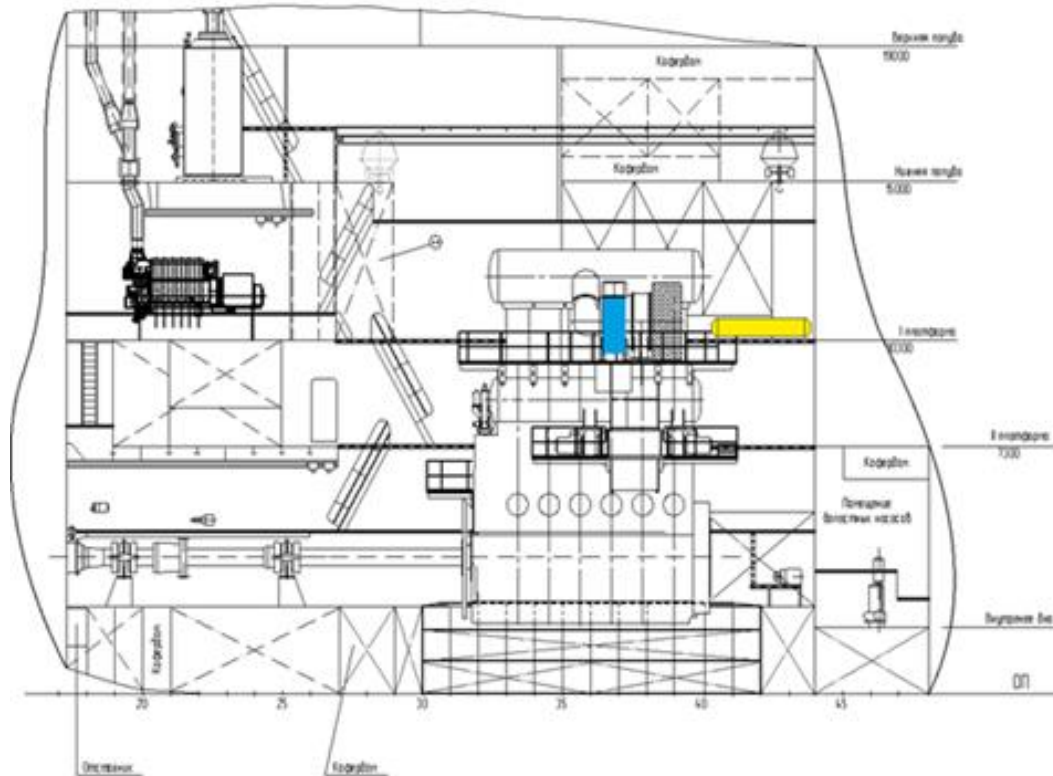


Рисунок 1. Компонування тепловикористовуючої системи охолодження для МОД у машинному відділенні балкера (вид на лівий борт)

Таким чином, за результатами дослідження питань, пов'язаних з особливостями конструкції ОНВ та термотрансформатора, спільною експлуатацією ОНВ та термотрансформатора (випадіння вологи та її відведення), застосуванням низькокиплячих робочих тіл у термотрансформаторі, з урахуванням сучасних технологічних можливостей та накопиченого досвіду експлуатації термотрансформаторів на низькокиплячих робочих тілах, можна зробити висновок про

працездатність системи наддуву суднового МОД з термотрансформатором.

Висновки

1. Встановлено, що охолодження наддувного повітря МОД у тепловикористовуючій системі охолодження, що утилізує теплоту наддувного повітря, забезпечує зниження його температури до 15...25 °С та скорочення питомої витрати

палива на 1,5...2,5 г/(кВт·год) порівняно з його охолодженням забортною водою.

2. Запропоновано схемно-конструктивні рішення системи охолодження наддувного повітря для МОД та розроблено рекомендації щодо їх проектування, що забезпечує ефективну експлуатацію МОД при підвищених зовнішніх температурах;

Література

[1]. Ваншейдт В.А. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания / В.А. Ваншейдт, П.А. Гордеев, Б.А. Захаренко и др. – Л.: Судостроение, 1978. – 368 с.

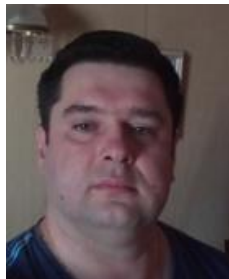
[2]. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission. – Copenhagen, Denmark: MAN B&W Diesel A/S, 2005. – 12 p.

[3]. Schmid H. Less Emissions through Waste Heat Recovery / H. Schmid // Wartsila Corporation. – April, 2004. – 10 p.

[4]. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.

Відомості про авторів

Артем Андреев, к.т.н., доцент кафедри теплотехніки, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-6043-3700](#).



Максим Пирисунько, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3928-7112](#).



Наталія Андреева, к.п.н., доцент кафедри теплотехніки, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна.



ДІАГНОСТУВАННЯ СУДНОВОГО УСТАТКУВАННЯ ПІД ЧАС ЙОГО РОБОТИ

Свиридов В.І.[✉], Андреев А.А.[✉], Шалапко Д.О.[✉]

Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

устаткування, параметри, вібрація, дослідження, технічний стан, діагностика

Робота кожного суднового устаткування потребує забезпечення надійності, бо від цього залежить безпека, яка може впливати на життя екіпажу та судна в цілому. Актуальною задачею є розробка та впровадження методів вібродіагностики насосних агрегатів, що включає групу послідовних завдань для надійної експлуатації того, чи іншого елемента або устаткування

Вступ

Робота кожного насосного агрегату пов'язана надійністю під час робочого процесу, ось чому будь яке відхилення його робочих параметрів від нормального стану є дуже відповідальний момент. Відхилень від нормального технічного стану багато, але ми розглянемо основні.

Відомо, що робота насосного агрегату супроводжується різними вібраціями, гідравлічного та механічного походження. Під час роботи параметри вібрації найбільш відповідальних машин і механізмів, зокрема і насосних агрегатів, нормуються, тобто. є параметрами їхнього технічного стану.

Ці складові постійно змінюються під час роботи та залежать від багатьох навколишніх факторів.

Актуальність досліджень

Успішне використання сигналу вібрації для вирішення діагностичних задач можливе лише в тому випадку, якщо вибираються діагностичні ознаки (ДПО) і параметри і це дозволяє встановити зв'язок технічного стану з діагностичним параметром, близьку до детермінованої, що забезпечується за умови сильної залежності параметра від стану об'єкта та слабкої від зовнішніх умов. Розробка методів вібродіагностики насосних агрегатів, як і будь-яких механізмів та обладнання, включає групу послідовних завдань, у тому числі: опис об'єкта діагностики мінімальною сукупністю параметрів стану; встановлення кількісного зв'язку між параметрами стану і діагностичними параметрами для діагностики в просторі станів; виявлення найбільш чутливих до поширених дефектів діагностичних

параметрів для діагностики у просторі ознак; визначення меж зміни параметрів стану та сигналу; розподіл безлічі станів на класи та ін. Ось чому необхідно вирішувати задачі вимірювання діагностичних параметрів, створення спеціалізованих діагностичних приладів і систем, забезпечення періодичного так і постійного контролю здатності об'єкта діагностики.

Доцільно будь-який об'єкт діагностування розглядати як складну технічну систему, що представляє впорядковану сукупність деякої кількості спільно діючих елементів (агрегатів, вузлів, деталей) і призначену для виконання заданих функцій. Представимо для насосного агрегату узагальнену блок-схему (рис. 1).

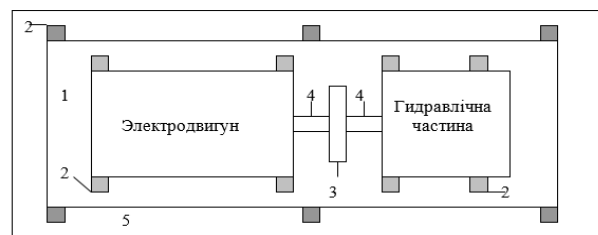


Рисунок 1. Загальна блок-схема насосного устаткування: 1 - платформа; 2 - віброізолятори; 3 - з'єднувальна муфта; 4 - вали; 5 - фундамент

Залежно від конструктивного виконання (горизонтальне чи вертикальне) та кріплення до фундаменту (через проміжну платформу чи ні, через віброізолятори чи ні) кожне, навіть одноступенне насосне устаткування має свої вібраційні параметри (характеристики), що ускладнює їх використання для діагностичних цілей.

Асинхронний двигун, як і будь-яка електрична машина, є складною коливальною

системою, що містить джерела вимушують сил різної природи. Сигнал вібрації такого роду машин відображає стан багатьох їх елементів. Так, з урахуванням неоднозначної відповідності між станами та діагностичними сигналами, у зміні струму статора відображається близько 16 % всіх дефектів, температури перегріву 20 %, вібрації 80 %.

Ось чому, сигнал вібрації є основним при технічному діагностуванні електричних машин. Таким чином, для функціональної оцінки технічного стану насосного устаткування доцільно використовувати параметричний метод діагностування, в якому основним є вібраційний метод, а як додаткові діагностичні параметри використовуються інші параметри функціонування насосного устаткування: температура, тиск, струм навантаження, якість монтажу насосного устаткування, жорсткість фундаменту та ін.

Розглянемо вібрації підшипникових вузлів. До основних джерел вібрації механічного походження насосного устаткування відносяться підшипникові вузли з підшипниками кочення і, меншою мірою, підшипники ковзання.

Вібрація підшипників кочення. Проведений аналіз показує, що всі гармонічні складові вібрації, причиною яких є підшипники кочення (кулькові і роликові), мають частоти обертання внутрішнього кільця (ротора) $F_{вр}$ частотою обертання сепаратора F_c підшипника, Гц:

$$F_c = \frac{F_{вр}}{2} \left(1 - \frac{d_{тк}}{D_o} \cos \beta \right),$$

де $F_{вр} = n / 60$ – частота обертання ротора, Гц;

n – швидкість обертання ротора, хв⁻¹;

$d_{тк}(d_{ш})$ – діаметр тіл кочення, мм;

D_o – діаметр сепаратора підшипника, тобто, діаметр кола, що проходить через центри тіл кочення $D_o = (d + D) / 2$,

де d і D – діаметри внутрішнього і зовнішнього кілець підшипника, мм;

β – кут контакту тіл і доріжок кочення, град.

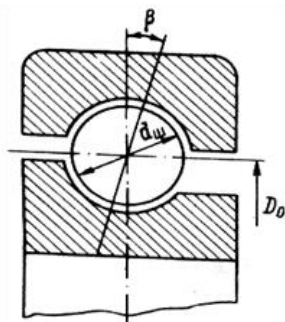


Рисунок 2. До визначення частоти вібрації дефектного підшипника

Частота контакту точки тіла кочення з кільцями, Гц:

- зовнішнім $F_{нк} = F_c (D_o / D_{тк} + \cos \beta)$;

- внутрішнім $F_{нк} = F_c (D_o / D_{тк} - \cos \beta)$;

- зовнішнім і внутрішнім

$$F_{тк} = 2F_c \times \frac{D_o}{d_{тк}}$$

Частота перекошування тіл кочення по зовнішньому кільцю (частота зміни жорсткості підшипника), Гц:

$$F_H = F_c \times Z,$$

де Z – число тіл кочення.

Частота перекошування тіл кочення по внутрішньому кільцю підшипника, Гц:

$$F_B = (F_{вр} - F_c) \times Z.$$

Основною причиною випадкової вібрації підшипників кочення є сухе тертя. Мастило підшипника в цьому випадку має таку ж дію, як і згладжування поверхні кочення. Рівні випадкової вібрації, створюваної силами тертя кочення, найбільше залежать від чистоти поверхонь кочення, швидкості обертання підшипника, його розмірів та якості мастила. Збільшення обсягу мастила або його в'язкості призводить до збільшення сил тертя та підвищення передачі вібрації від тіл кочення на кільця, сприяючи тим самим зростанню рівня високочастотної вібрації в діапазоні 8...40 кГц. До цього призводять окислення мастила і поява у ній твердих включень зі змістом грязюки, часточок металу.

Крім основних частот збудження, наведених вище, в підшипниках кочення збуджується маса інших і комбінаційних частот, що є результатом взаємодії обертових і нерухомих джерел коливань, обумовлених дефектами контактуючих поверхонь. Через одночасну взаємодію кількох дефектів можлива багаторазова модуляція сигналами різних частот. Так, наприклад, дефект сепаратора збуджує модуляційні компоненти $(kF_n \pm nF_c)$ в околиці гармонік частоти миготіння по зовнішньому кільцю kF_n .

Вібрація підшипників ковзання. Підшипники ковзання поділяють на гідродинамічні, в яких несучий мастильний шар створюється за рахунок руху шийки валу відносно корпусу підшипника, і гідростатичні, коли зазначений шар створюється зовнішніми джерелами тиску. Гідростатичні підшипники, як правило, мають

більшу товщину мастильного шару та меншу жорсткість у радіальному напрямку.

Більшість механізмів з підшипниками ковзання розвантажені від постійних осьових сил, однак, на осьовий підшипник або на завязаті кільця радіального підшипника діють осьові змінні сили, що мають той самий порядок, що і радіальні. Ці сили визначаються, як правило, дефектами виготовлення та встановлення підшипника, при якому п'ята і корпус осьового підшипника або завязате кільце і корпус радіального підшипника мають перекося. В результаті перекося поверхня ковзання не збігається з площиною перпендикулярної осі обертання ротора, і точка контакту переміщується як по колу, так і в осьовому напрямку з частотою обертання ротора. Коливання виникають у тому випадку, якщо осьове розвантаження не буде повним і на підшипник з боку ротора діятиме постійна сила, що перевищує змінну. В осьових підшипниках можливе нерівномірне зношування вкладишів, а в сегментних підшипниках – неоднакова товщина вкладишів або неоднакова глибина установки сегментів. Зазначені причини можуть бути джерелом осьових сил і коливань ротора з частотами, кратними частоті його обертання $F_{вр}$. Створювані коливання збуджуються кінематичні, та його амплітуда залежить від частоти змушуючих сил, а визначається мінімальною з величин кутових перекося п'яти чи корпусу, чи різницею товщин вкладишів сегментних підшипників.

У багатьох типах механізмів сили тертя в підшипниках є причиною появи інтенсивної випадкової вібрації, що вносить помітний внесок у загальний рівень вібрації механізму [5]. Вібрація, створювана силами тертя у механізмах, на вирішення багатьох практичних завдань то, можливо представлена стаціонарним випадковим сигналом з нормальним законом розподілу. Кількісна оцінка випадкової вібрації полягає у визначенні залежності спектральної щільності або рівня вібрації від параметрів підшипників і частоти.

У підшипниках ковзання з рідким мастилом сили тертя і створювана ними вібрація залежать від характеру руху потоку мастила, її в'язкості. При малих швидкостях струму і сталості величини зазору вібрація переважно визначається турбулентністю прикордонного шару мастила, при якій пульсації тиску і пропорційний їм рівень випадкової вібрації залежать від квадрата швидкості потоку, рівної окружної швидкості обертання шийки ротора. Частота максимуму спектральної щільності пульсацій тиску в мастилi також сильно залежить від швидкості потоку мастила, проте втрати при перетворенні пульсацій тиску в вібрацію вкладиша і корпусу підшипника, втрати на контактних поверхнях

при поширенні вібрації до точок вимірювання призводять до того, що максимум спектральної щільності вібрації корпусу підшипника посідає частоти порядку 5...10 кГц.

У міру збільшення швидкості обертання валу зростають швидкості потоку мастила, і виникає турбулентність у всьому об'ємі потоку в точках з великим перепадом швидкості руху мастила. Цьому сприяє ексцентричність зазору в підшипнику, що викликається силами тяжіння ротора і силами тертя. Крім того, використання зазорів складної конфігурації, наприклад, у "плаваючих" сферичних підшипниках, що забезпечують стійкість обертання ротора, додатково сприяє виникненню турбулентності в потоці мастила навіть на малих швидкостях обертання ротора.

За наявності дефектів виготовлення або зносу шийки валу, що виявляються у вигляді її овальності або гранності, розбіжності осі обертання ротора з віссю шийки в кожній нерухомій відносно корпусу підшипника точці зазору швидкість потоку мастила буде залежати від кута повороту ротора. Періодична зміна швидкості потоку викликає відповідну зміну спектральної щільності пульсацій тиску в цій точці і, як наслідок, вібрації вкладиша і корпусу підшипника, тобто. призводить в асинхронних двигунах до випадкової вібрації підшипника ковзання. Аналіз модулюючих функцій дозволяє легко виявляти дефекти підшипників ковзання.

Висновки

Проведений фізико-технічний аналіз процесів функціонування насосного устаткування дозволяє зробити висновки:

1. Насосне устаткування як об'єкт діагностування являє собою складну систему, в якій найбільш відповідальним вузлом, що лімітує ресурс і визначальним віброактивність всього устаткування є підшипниковий вузол. Тому діагностувати їх треба насамперед.

2. Практично всі види дефектів і несправностей вузлів та деталей насосного устаткування визначають за параметрами вібрації. Однак вібрація, яку використовують для діагностичних цілей, залежить від параметрів їх функціонування насосного устаткування і конструктивних особливостей місця його встановлення та кріплення, а саме: температури; навантаження; частоти обертів; способу кріплення насосного устаткування до фундаменту; технічний стан віброізолюючого кріплення; ступеня врівноваженості ротору, якості живильної електродвигуна мережі. Ці фактори доцільно використовувати як додаткові діагностичні параметри при вібродіагностуванні насосного устаткування.

3. Враховуючи конструктивні особливості насосного устаткування та вимоги якості, що пред'являються до них, по віброактивності, можна припустити, що вібрація насосного устаткування, виміряна в трьох взаємно перпендикулярних напрямках буде порівнянна за величиною, або відрізняться один від одного, на деяких частотах, на незначну величину. Дане припущення може бути покладено в основу нового методу вібродіагностування насосного устаткування.

Література

[1] Інформаційне забезпечення моніторингу об'єктів теплоенергетики: Монографія. В.П. Бабак та ін., за ред. В.П. Бабака. К., Ін-т техн. теплофізики НАН України, 2015, 512 с.

[2] Развитие и оптимизация систем контроля атомных электростанций с ВВЭР: монография. В.И. Скалозубов, Д.В. Билей, Т.В. Габляя и др., под ред. В.И. Скалозубова. Чернобыль, Ин-т проблем безопасности АЭС НАН Украины, 2008, 512 с.

[3] Красильников А.И. Модели шумовых сигналов в системах диагностики теплоэнергетического оборудования. К., Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2014, 118с.

[4] Нафиков А.Ф., Закирничная М.М., Кузеев И.Р. и др. Применение метода фазовых портретов для технической диагностики насосного оборудования. *Прогрессивные технологии в машиностроении и приборостроении: Материалы науч. техн. семинара.* – Киев: Из-во АТМ Украины, 2003.- С. 24-25.

[5] Puchalski A. Komorska I. Stable distributions and fractal diagnostic models of vibration signals of rotating systems. *Applied Condition Monitoring.* 2018. Vol. 9. Pp 91-101. https://doi.org/10.1007/978-3-319-61927-9_9

Відомості про авторів

В'ячеслав Свиридов, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4841-7935](https://orcid.org/0000-0002-4841-7935).



Артем Андреев, к.т.н., доцент кафедри теплотехніки, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-6043-3700](https://orcid.org/0000-0002-6043-3700).



Денис Шалапко, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4311-3908](https://orcid.org/0000-0002-4311-3908).



ПЕРЕДБАЧЕННЯ ВПЛИВУ НЕРЕГУЛЯРНОСТІ ПАЛИВОПОДАЧІ НА ПАРАМЕТРИ РОБОТИ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА З ВИКОРИСТАННЯМ ЦИФРОВОГО ДВІЙНИКА

Варбанець Р.А.¹, Мінчев Д.С.^{1✉}, Псарюк С.П.², Братченко П.В.¹

¹Одеський національний морський університет, Україна

²Компанія «Траншип», Україна

Анотація

Ключові слова:

робочий процес, діагностика, неусталені режими роботи, характеристики паливоподачі, математичне моделювання

Використання цифрових двійників є ефективним методом діагностування технічного стану двигунів внутрішнього згоряння. Однією з поширених несправностей, яка істотно впливає на ефективність роботи двигуна, є нерівномірність паливоподачі по циліндрам двигуна та нерегулярність подачі палива форсункою визначеного циліндру. Вплив даного явища на роботу головного суднового двигуна досліджується з використанням сервісу Blitz-PRO, який дозволяє вивчати роботу двигуна як на усталених так і на неусталених режимах роботи. Показано, що навіть відносно незначна нерегулярність подачі пального призводить до суттєвого погіршення умов роботи головного суднового двигуна і має бути усунена.

Вступ

Надійну роботу суднових дизелів можна забезпечити періодичним контролем і моніторингом технічного стану. Визначення параметрів робочого циклу для кожного циліндра двигуна може допомогти у внесенні необхідних виправлень і налаштувань для забезпечення ефективності роботи двигуна, рівномірного розподілу навантаження на циліндри двигуна, а також для раннього виявлення небезпечних тенденцій у роботі двигуна, еволюція технічних умов. Одним з ефективних методів діагностики є використання цифрового двійника двигуна, який описує з достатньою достовірністю вплив несправностей, що досліджуються на роботу двигана.

Актуальність досліджень

Використання цифрових двійників відповідає філософії четвертої промислової революції (industry 4.0) і є однією з ключових її технологій. При їх застосуванні для задач діагностики технічного стану суднових двигунів внутрішнього згоряння забезпечується поглиблений аналіз даних моніторингу та діагностики, отриманих за допомогою діагностичного обладнання. Цифрові двійники слугують як для інтерпретації діагностичної інформації, так і для

прогнозування впливу можливих несправностей на роботу двигуна. Також вони можуть використовуватися в системах керування двигуна для адаптивного регулювання параметрів паливоподачі та повітропостачання. Отже дослідження можливостей застосування цифрового двійника для вивчення впливу нерегулярності паливоподачі є актуальним.

Викладення основного матеріалу

Математичне моделювання робочого циклу двигуна є ефективним підходом, що дозволяє проводити розширений аналіз даних діагностичних вимірювань, як показано в [1]. За допомогою цього методу можна полегшити ідентифікацію та нормалізацію експериментальних даних, прогнозування наслідків несправності та прийняття рішень.

Онлайн-сервіс моделювання Blitz-PRO надає можливість моделювати як усталені, так і неусталені режими роботи двигуна [2]. В основі моделі використані квазістаціонарні і одновимірні нестаціонарні систем рівнянь, які описують процеси у відкритих термодинамічних системах, що утворюють загальну термодинамічну систему, представлену двигуном.

Моделювання неусталеної роботи двигуна базується на послідовному (поцикловому) синтезі робочих процесів двигуна. Динаміка судна, силової установки та системи турбонаддуву описується за допомогою наступного набору рівнянь:

$$p_{prop}(1-t) - R_{ship} = m_{ship} \frac{dv_{ship}}{dt};$$

$$T_b \eta_{train} - T_{prop} = J_{rot} \frac{\pi}{30} \frac{dn}{dt};$$

$$P_{turb.pulse} - P_{compr} = J_{TC} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n_{TC} \frac{dn_{TC}}{dt},$$

де p_{prop} , T_{prop} – упор та момент гребного гвинта; R_{ship} – буксирувальний опір корпусу судна, m_{ship} – водотонажність судна з урахуванням доданої маси води, v_{ship} – швидкість судна, T_b – крутний момент двигуна, J_{rot} – приведений момент інерції двигуна, валопроводу та гребного гвинта з урахуванням доданих мас води, $P_{turb.pulse}$ – потужність турбіни турбокомпресора з урахуванням імпульсності потоку, P_{compr} – потужність компресора турбокомпресора, J_{TC} – момент інерції турбокомпресора, n_{TC} – частота обертання турбокомпресору.

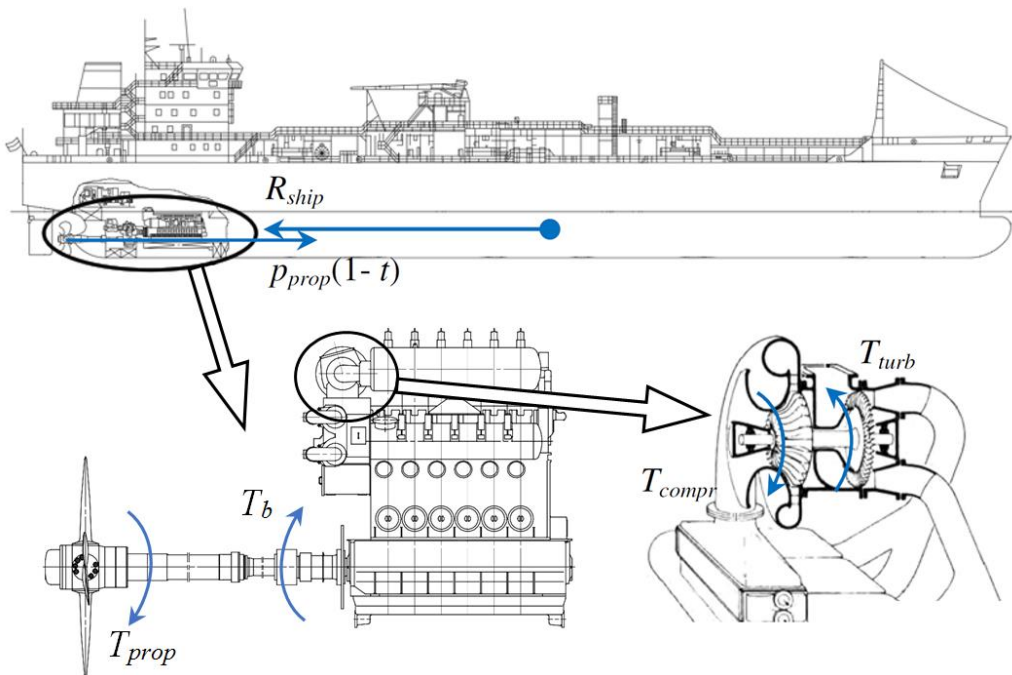


Рисунок 1. Декомпозиція динамічної системи пропульсивного комплексу судна

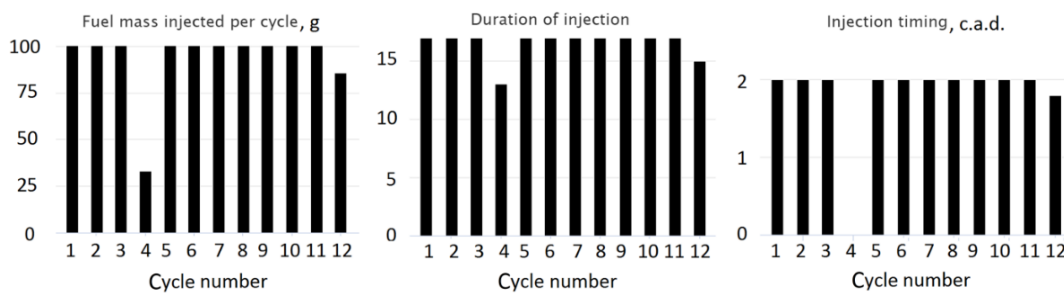


Рисунок 2. Карти параметрів впорскування пального при нерегулярності паливоподачі

Декомпозиція суднового пропульсивного комплексу показана на рис. 1, з якого добре видно взаємодія між його складовими. Для проведення розрахунків були задані характеристики гвинта та закон опору судна.

Робота двигуна на неусталених режимах визначається картами керування двигуном, які включають параметри впорскування палива (випередження впорскування, тривалість

упорскування та кількість впорскуваного палива), а також параметри керування турбокомпресором. Карты керування двигуном можуть бути виражені як функція частоти обертання двигуна, навантаження, часу або кількості циклів, залежно від несправності, яка підлягає дослідженню.

У наступному прикладі представлено аналіз можливих впливів нерегулярного

вприскування палива на роботу двигуна. На рис. 2 наведено приклад набору карт керування уприскуванням палива з нерегулярним уприскуванням палива для дизельного двигуна MAN 5G70ME-C. Цей тип несправності типовий для роботи двигуна з частковим навантаженням, але викликає небезпечнішим, якщо це відбувається при більших навантаженнях двигуна. Тому розрахунки виконувались для режиму 79% для MCR на якому досліджувався вплив періодичного відхилення параметрів вприскування (зменшення на 33% і 85% від нормальної циклової дози, по одному разу на кожні 12 робочих циклів). Результати розрахунків показані на рис. 3. Видно, що ефективна потужність і швидкість двигуна падають з 12 740 кВт при 73,6 об/хв до середнього значення 10 309 кВт при 70,9 об/хв, а тиск продувки зменшується з 281 кПа до середнього значення 256 кПа. Слід зазначити, що суттєво зростає нерівномірність швидкості обертання колінчастого валу, наслідком чого буде збільшення рівня вібрацій та амплітуди крутильних коливань в валопроводі.

Зменшення тиску продувки викликає відповідне зниження коефіцієнта надлишку повітря в тих циклах, на яких циклова доза пального відповідає нормальному значенню, та підвищення температури вихлопних газів, що може призвести до перегріву випускного клапана та поршня поршня циліндра при тривалій роботі двигуна.

Циклічні зміни в процесі роботи двигуна також дуже чітко видно на індикаторній діаграмі, рис. 4.

Висновки

Використання цифрового двійнику робочих процесів головних суднових ДВЗ дозволяє ефективно передбачати вплив нерегулярності паливоподачі на роботу двигуна в складі пропульсивного комплексу судна. Показано, що нерегулярна паливоподача призводить до зменшення середньої потужності і частоти обертання двигуна при його роботі за експлуатаційною гвинтовою характеристикою. Більше негативними наслідками є збільшення ступеня нерівномірності частоти обертання колінчастого валу двигуна, що неминуче призводить до збільшення рівня вібрацій та може мати наслідки у вигляді перевищення допустимих амплітуд коливань в судовому валопроводі. Також суттєвим є зростання теплової напруженості деталей двигуна при його роботі в умовах нерегулярної паливоподачі, ага пояснюється зменшенням тиску продувки, а отже і зниженням коефіцієнту

надлишку повітря в циліндрах двигуна при значеннях циклової дози пального, яка відповідає заданій (нормальній) для даного режиму роботи двигуна.

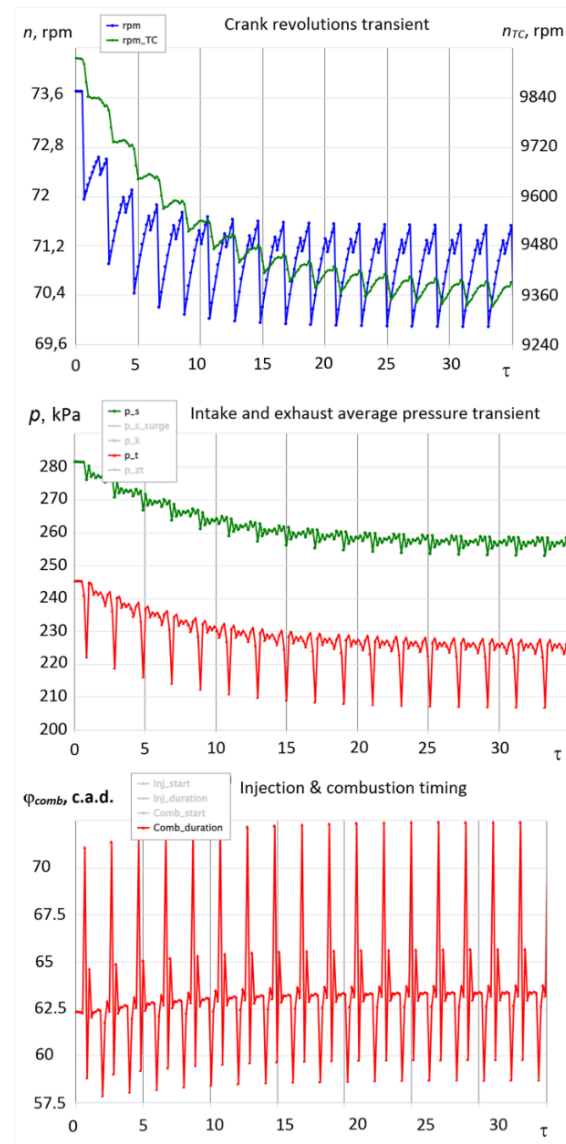


Рисунок 3. Результати розрахунку неусталеної роботи двигуна при нерегулярній паливоподачі

Література

- [1] D. Minchev, R. Varbanets, N. Aleksandrovska, and L. Pisintsaly, "Marine diesel engines operating cycle simulation for diagnostics issues", Acta Polytechnica, vol. 3, no. 61, pp. 428-440, 2021, <http://dx.doi.org/10.14311/AP.2021.61.0435>
- [2] Blitz-PRO by D.S. Minchev. User's manual. [Online]. Available: <http://blitzpro.zeddmalam.com/extra/Tutorial/Hel p.pdf>. date of access: September, 30, 2022.

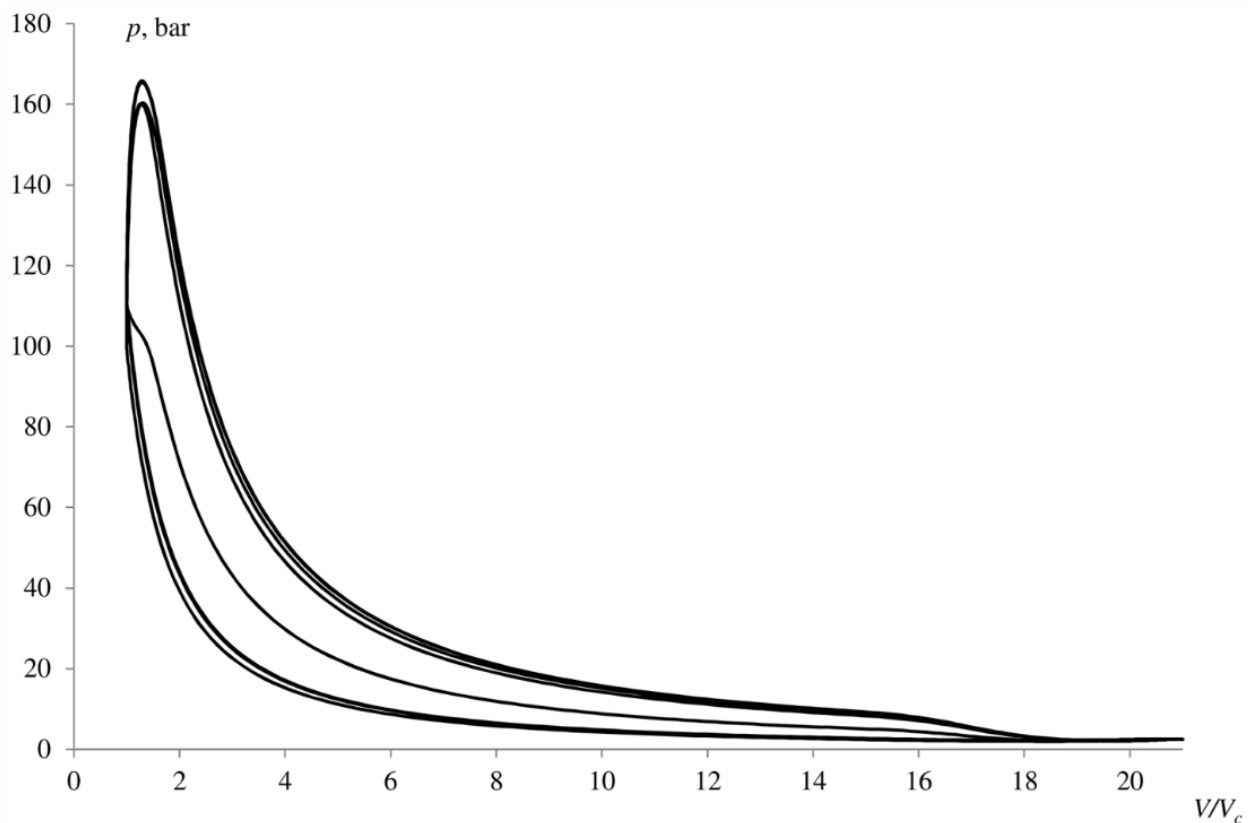


Рисунок 4. Індикаторні діаграми робочого процесу двигуна при нерегулярній паливоподачі

Відомості про авторів

Роман Варбанець, д.т.н., професор, завідувач кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-6730-0380](https://orcid.org/0000-0001-6730-0380).



Святослав Псарюк, суперінтендант Transship LTD, Одеса, Україна.



Дмитро Мінчев, к.т.н., доцент кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-5960-3063](https://orcid.org/0000-0002-5960-3063).



Павло Братченко, аспірант кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-5960-3063](https://orcid.org/0000-0002-5960-3063).



ВПЛИВ ФОРСУВАННЯ ДИЗЕЛІВ ZA40S НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ОБМЕЖЕННЯ ШАТУННИХ ПІДШИПНИКІВ

Савчук В.П.[✉], Білоусов Є.В.[✉], Курносенко Д.В.[✉], Таран М.

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

колінчастий вал, комп'ютерне моделювання, робочі параметри, система мащення, судновий двигун внутрішнього згоряння, шатунний підшипник,

Встановлення впливу на робочі параметри шатунних підшипників судових середньообертових двигунів модельного ряду Z40 є головною метою даного дослідження. Під час форсування дизеля значна увага приділяється конструкції кришки циліндра, циліндровій втулці та поршню, а підшипники колінчастого валу залишаються без змін. Тому для розуміння кількісного впливу таких змін на робочий діапазон підшипникових вузлів виконано їх аналіз на номінальних режимах роботи. Дослідження робочих процесів динамічно навантажених підшипників кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння здійснено із використанням спеціалізованого програмного комплексу GT-SUITE від Gamma Technologies.

Вступ

Метою дослідження є встановити вплив на робочі параметри шатунних підшипників судових середньообертових двигунів (СОД) модельного ряду Z40 його форсування. Двигуни з позначенням Z40 є чотиритактними двигунами з турбонаддувом у рядному та V-подібному виконанні з діаметром циліндра 400 мм і ходом поршня 560 мм. Вони використовуються в якості головних і стаціонарних ДВЗ. Програма випуску СОД швейцарської фірми New Sulzer Diesel охоплювала діаметри циліндрів 200 мм (S20), 400 мм (ZL40, ZA40S), і 500 мм (ZA50S) перед тим, як стати частиною Wartsila Corporation. Усі розробки у підсумку були фінськими проектами, останніми з яких це 12-ти й 16-ти циліндрові V-подібні дизелі ZA40S, що поставлялись з 2007 р. для пропульсивних установок великих круїзних суден. Двигуни Sulzer S20, ZL40, ZA40S і ZA50S охоплюють діапазон вихідних потужностей від 460 кВт до 21600 кВт. Сучасні чотиритактні Z двигуни почали свій розвиток від сімейства двигунів з діаметром циліндра 400 мм, розроблені на базі двотактних середньообертових двигунів ZH40. За двотактною конструкцією із прямою продувкою випливала в 1972 р. чотиритактна версія Z40, яка була у свою чергу повністю перепроєктована й замінена в 1982 р. двигуном ZA40. Більш довгий хід (560 мм замість 480 мм)

був застосований у двигуні ZA40S у 1986 р. слідом за конструкціями Z40 і ZA40 (табл.1). Нова потужність була пов'язана зі збільшенням максимального тиску згоряння 16,5 МПа і середнього ефективного тиску до 2,41 МПа, при проведеній термодинамічній і механічній оптимізації конструкції. При форсуванні дизеля значну увагу приділялось конструкції кришки циліндра, циліндровій втулці та поршню, а підшипники колінчастого валу залишилися без змін. Тому для розуміння наскільки такі зміни вплинули на робочий діапазон підшипникових вузлів доцільно виконати їх аналіз на номінальних режимах роботи.

Викладення основного матеріалу

При форсуванні дизеля значну увагу приділялось конструкції кришки циліндра, циліндровій втулці та поршню, а підшипники колінчастого валу залишилися без змін. Тому для розуміння наскільки такі зміни вплинули на робочий діапазон підшипникових вузлів доцільно виконати їх аналіз на номінальних режимах роботи. Дослідження робочих процесів динамічно навантажених підшипників кривошипно-шатунного механізму ДВЗ здійснюють зазвичай із використанням розрахункової гідродинаміки CFD (computational fluid dynamics). Такі методи застосовують спеціалізовані програмні комплекси

(СПК), як AVL від Advanced Simulation Technologies, GT-SUITE від Gamma Technologies та ін. Дослідження робочих параметрів шатунних підшипників виконувалось із використанням СПК GT-SUITE.

За отриманими в результаті теплового розрахунку значення індикаторного тиску в $r-\varphi$ координатах сформовано показники шаблону **ProfileAngle** (рис. 4).

Таблиця 1. Основні технічні характеристики дизелів сімейства Z40

Параметр	Значення			
	Z40	ZA40	ZA40S	ZA40S
Заводське позначення	Z40	ZA40	ZA40S	ZA40S
Діаметр циліндра D, мм	400	400	400	400
Хід поршня S, мм	480	480	560	560
Циліндрова потужність $N_{e\text{ цил.}}$, кВт	550	660	660	720
Частота обертання n , хв ⁻¹	560	560	510	510
Середній ефективний тиск p_e , МПа	1,83	2,21	2,21	2,41
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	12,8	15,5	15,5	16,5
Питома витрата палива g_c кг/(кВт·год)	0,202	0,188	0,188	0,185

Для побудови комп'ютерної моделі, система потребує визначити наступні вхідні дані:

- опис основних параметрів дизеля (діаметр циліндра, хід поршня, частота обертання та ін.), зокрема і основних характеристик КШМ (розміри, вага, моменти інерції шатуна та ін.);
- подання індикаторних діаграм досліджуваних режимів у $r-\varphi$ координатах за один цикл роботи дизеля;
- характеристики моторної оливи;
- параметри системи змащення та оливних каналів;
- конструктивні особливості підшипника та шийки, зокрема конструкція оливорозподільних канавок та отворів.

Для зручності введення вихідних даних, елементи систем та механізмів, а також параметри

робочого процесу дизеля представлено у вигляді шаблонів. Наприклад, особливості конструкції елементів подачі та розподілу оливи шатунного підшипникового вузла представлено шаблоном **JournalBearingGeom**, в якому надано розміри та положення двох оливорозподільних отворів на шатунній шийці колінчастого валу (рис. 2) та розміри та кутова протяжність оливорозподільної канавки у підшипнику (рис. 3). Для призначення показників шатунного підшипника використовується шаблон **JounialBearingFlow**.

Кожна шатунна шийка має по два радіальних отвори діаметром 35 мм, що просвердлено під кутом 6 ° до горизонтальної площини (рис. 2). Граничний зазор в підшипнику без ремонту складає 0,5 мм. Значення параметра «Flow Rate Solution» (рис. 1), що характеризує метод визначення витрати масла через підшипник, встановлюємо на Modified Martin Eq.

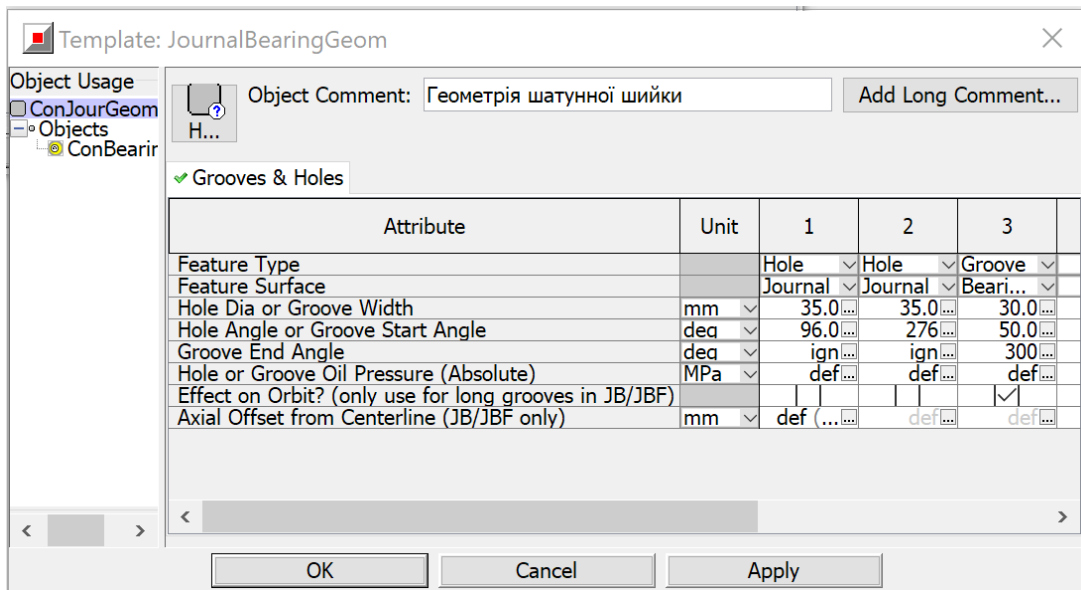


Рисунок 1. Шаблон *JournalBearingGeom*

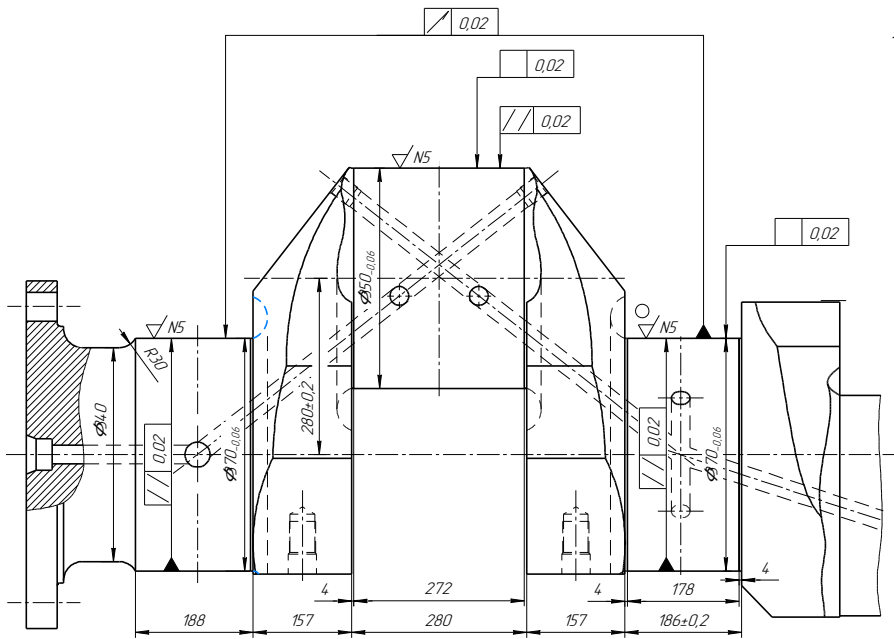


Рисунок 2. Вал колінчастий двигуна Sulzer ZAV40S



Рисунок 3. Шатунний підшипник

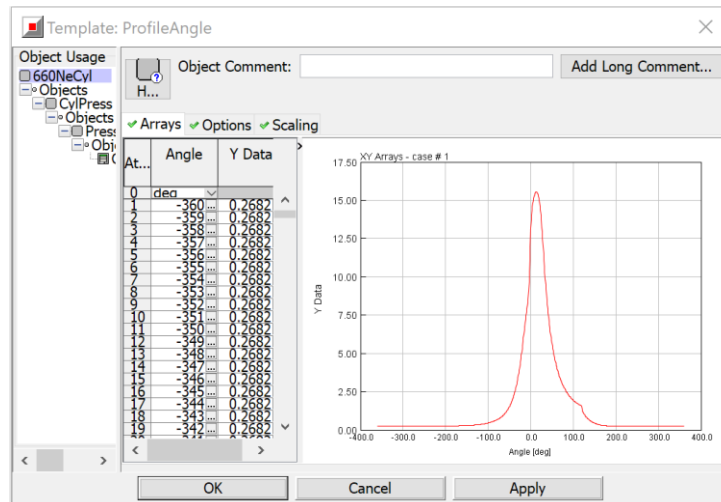


Рисунок 4. Застосування шаблону ProfileAngle для задання параметрів індикаторної діаграми для базового та форсованого варіантів протікання робочого процесу двигуна при роботі на режимі 100 % CMR

Для моделювання системи мащення застосовувалось всесезонне моторне масло із індексами в'язкості SAE 40. Призначаємо параметри моторного масла в напірній магістралі, за допомогою шаблону **EndEnvironment** в бібліотеці об'єктів програми.

Розташування всіх об'єктів представлено у вигляді 1D карти (рис. 5). Взаємозв'язок об'єктів моделюється за допомогою лінків.

Об'єкт **ConBearing-1** та чотири об'єкта **EndEnvironment**, що визначають параметри

напірної магістралі та зокрема характеризують властивості напірної магістралі, яка забезпечує подачу моторної оливи до двох оливних отворів шатунної шийки **HiPress-2-1** та **HiPress-1**. Дані об'єкти приєднано за допомогою лінків до портів 1 та 2. Об'єкт **PistonCool** приєднано до третього порту через об'єкти **OrificeConnRod-1** та **FlowSplitGeneral-1-1**, що характеризує неповну маслорозподільну канавку. Витікання масла до картеру моделюється за допомогою об'єкту **AmbEnv-1**.

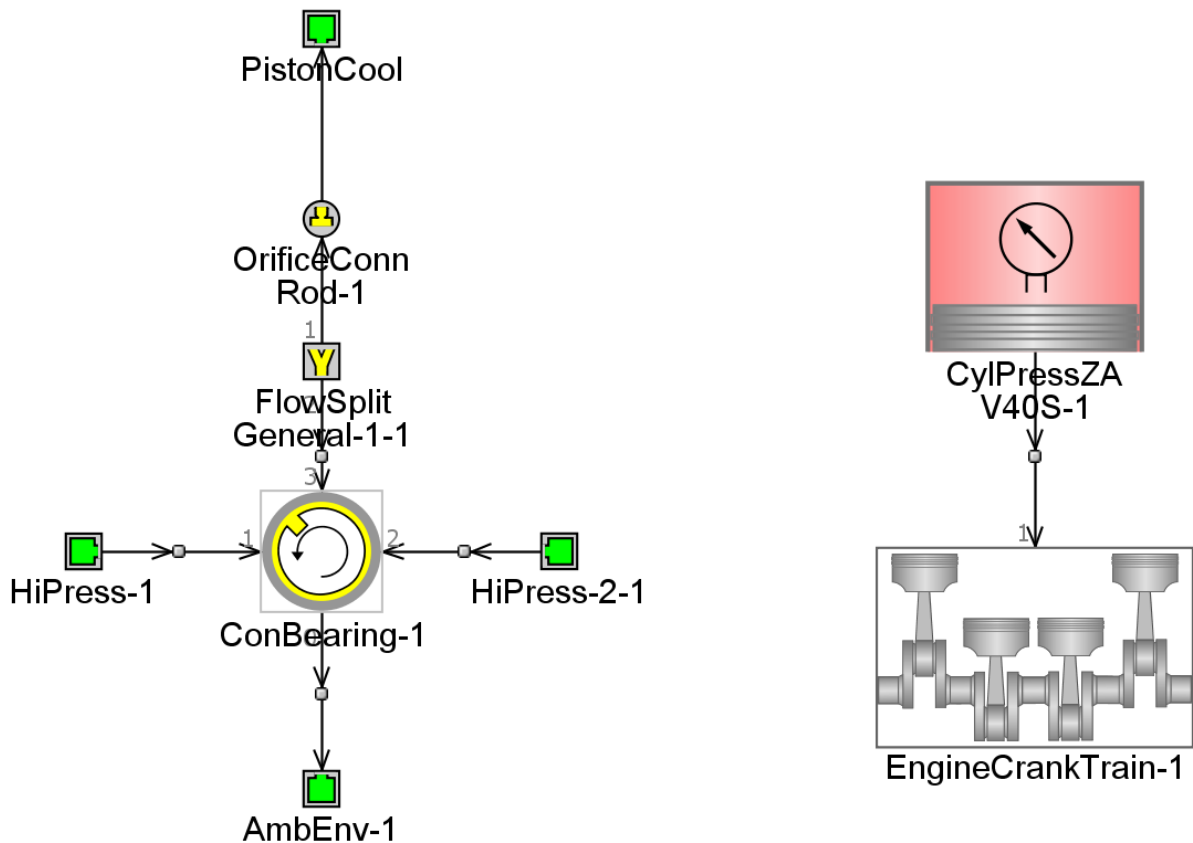


Рисунок 5. 1D карта моделі шатунного підшипника

Результати розрахунків отримано як в графічному вигляді, так і у вигляді числового масиву. Зокрема, залежність товщини змащувального шару від кута повороту колінчастого валу представлено на рис. 6. Зміна параметрів налаштування протікання робочого процесу призвела до підвищення максимального значення сили, що діє на підшипник у вертикальній площині на 119,9 кН (табл.2). Мінімальна товщина змащувального шару локалізована на нижньому вкладиші на такті впуску. Оскільки на режимі впуску на підшипник діють більше сили інерції, то на кінцевий результат зміна протікання робочого процесу не здійснює впливу. Децю

зменшилась мінімальна товщина змащувального шару під час робочого ходу, що складає 8,2 мкм проти 9,1 мкм для прототипу. Відповідно й зросли значення максимального тиску в змащувальному шару, що для форсованого варіанту складає 275,9 МПа навпроти 240,1 МПа для прототипу. Питання впливу максимальних тисків на матеріал підшипників колінчастого валу детально не вивчено, тому надати оцінку впливу даного показника на показники надійності на раз не є можливим.

Загальні результати проведеного дослідження наведено в табл. 2.

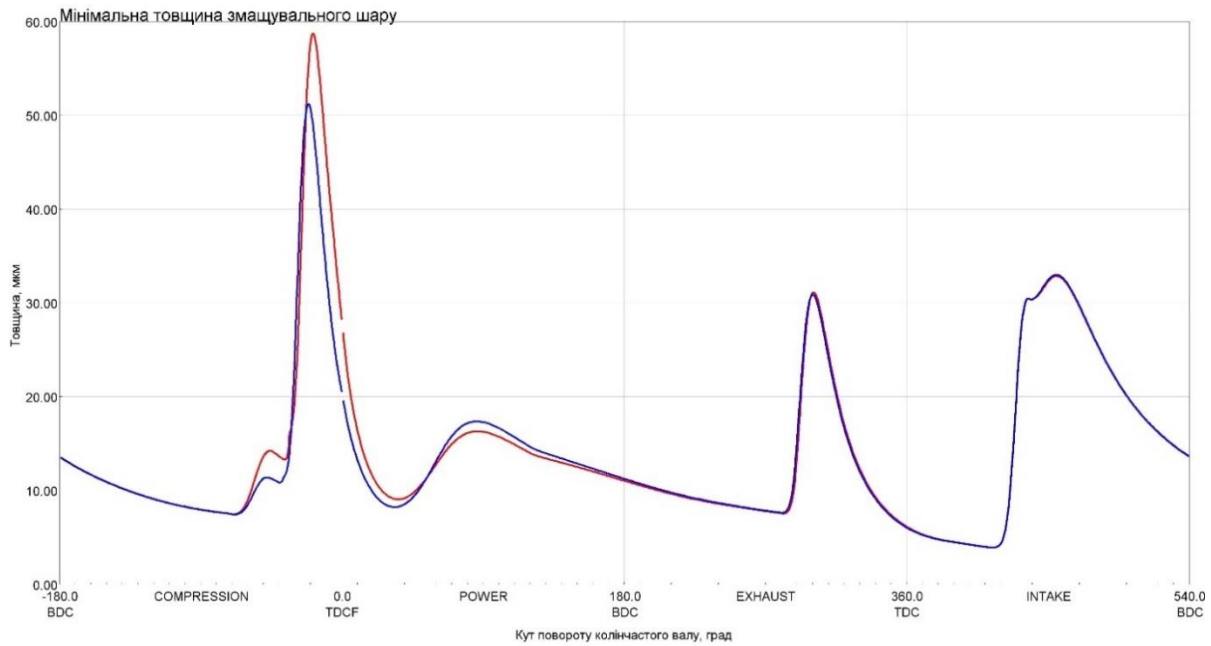


Рисунок 6. Залежність товщини змащувального шару від кута повороту колінчастого валу

Таблиця 2. Результати розрахунку експлуатаційних показників шатунного підшипника

Показник		Циліндрова потужність, кВт	
		660	720
Сила, що діє на підшипник у вертикальній площині, кН	макс.	1545,2	1665,1
	середнє	214,2	223,7
Сила, що діє на підшипник у горизонтальній площині, кН	макс.	218,8	226,7
	середнє	7,1	8,2
Питомий тиск на підшипник, МПа	макс.	34,6	37,3
	середнє	8,1	8,4
Момент тертя в підшипнику, Н·м	макс.	-55,8	-56,3
	мін.	-178,6	-178,9
Втрата потужності в підшипнику, кВт	макс.	15,6	13,9
	середнє	7,0	7,0
Мінімальна товщина змащувального шару, мкм	мін.	3,9	3,9
	середнє	16,7	15,8
Максимальний тиск масляного шару, МПа	макс.	240,1	275,9
	середнє	56,2	58,9
Температура масла в підшипнику, °С	макс.	57,8	57,9
	середнє	56,1	56,2

Висновки

Резюмуючи отримані результати можна встановити той факт, що зміна параметрів протікання робочого процесу в циліндрах двигунів Sulzer ZAV40S не призведе до порушення режиму мащення шатунних підшипників. Дещо є перевантаженим верхній вкладиш (майже на 15 %) силами тиску, які діють в гідродинамічному масляному шару, що може теоретично

привести до передчасної появи втомних пошкоджень робочого шару. За результатами отриманих залежностей можна рекомендувати запровадити заходи для покращення умов мащення нижнього вкладишу мотилевого підшипника із метою підвищення мінімальної товщини змащувальної плівки $h_{min} = 3,9$ мкм, так як отримане значення про появу режиму граничного тертя.

Література

[1] Савчук В.П. Методи дослідження впливу експлуатаційних показників на працездатність підшипників ковзання двигунів внутрішнього згоряння / В.П. Савчук // Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: міжнародна наук.-практ. конф., 12-13 вер. 2019 р.: тези доп. — Херсон: ХДМА, 2019. — С. 208 — 211.

[2] Савчук В. Підвищення ефективності експлуатації підшипників ковзання силових передач пропульсивних комплексів / Савчук В., Тулченко Г., Бойко М. // Системи і засоби транспорту: проблеми експлуатації і діагностики: монографія; за наук. ред. проф. Грицука Ігоря. Херсон: ХДМА, 2019. — 442 с.

[3] Савчук В.П. Моделювання робочих параметрів мотилевих підшипників малооборотового суднового дизельного двигуна / В.П. Савчук, Д.О. Зінченко, А.І. Котов, А.К. Дзигар // Матеріали III-ї Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету «MPP&O-2021 (Marine Power Plants and Operation)». — Одеса – Карасу (Стамбул) – Одеса: Одеський національний морський університет, 2021. — С. 65-68.

[4] Савчук В.П. Дослідження працездатності мотилевих підшипників суднового дизельного двигуна з використанням мастил різних індексів в'язкості SAE / В.П. Савчук, Д.О. Зінченко // Матеріали 12-ї міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування». — Херсон: Херсонська державна морська академія, 2021. — С. 223-225.

[5] Савчук В.П. Система моніторингу шатунних підшипників колінчастих валів суднових двигунів внутрішнього згоряння / В.П. Савчук, Є.В. Білоусов, Д.О. Зінченко, М.О. Бойко // Розвиток транспорту. — 2022. — 1(12). — С. 64-74.

Відомості про авторів

Володимир Савчук, к.т.н, доцент, завідувач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-5266-850X](https://orcid.org/0000-0002-5266-850X).



Євген Білоусов, д.т.н., професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-8185-8209](https://orcid.org/0000-0001-8185-8209).




Дар'я Курносенко, асистент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-3417-8766](https://orcid.org/0000-0003-3417-8766).



Микола Таран, здобувач вищої освіти СВО «Магістр» зі спеціальності «Морський та внутрішній водний транспорт», спеціалізації «Управління судновими технічними системами і комплексами», Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна.



SOME ISSUES OF FUEL PREPARATION ON SHIPS

Jurii Kisietov , Artem Kozlov

National University of Shipbuilding, Mykolayiv, Ukraine

Abstract

Key words

fuel processing on a ship, fuel storage problems on a ship, quality of fuel preparation and processing.

The properties and characteristics of marine fuel require pre-treatment of the fuel in marine conditions. Normative documents of the IMO, which regulate both fuel quality and operational measures on ships, raise the issue of constant training of ship crews regarding the features of the equipment and equipment involved in the preparation and processing of fuel on ships and measures within the framework of their regular maintenance. The report analyzes precautionary measures in the interests of ensuring the safety of the ship, crew and cargo, as well as for reasons of reducing costs and periods of decommissioning of the ship due to engine failure.

Introduction

Let's consider some important points related to the processing of fuel on the ship and the importance of training the crew members in the field of averting the occurrence of problems of an operational nature and damage to the ship's engines. The International Maritime Organization (IMO), which regulates and monitors the impact of world shipping on the environment, has amended the International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL 73/78). From January 1, 2015, the maximum sulfur content in fuel oil used by vessels operating in the Baltic and North Seas, coastal areas outside the USA and Canada, in the Caribbean Sea (Puerto Rico and Virgin Islands area) should not exceed 0.10 % by mass. And from January 1, 2020, the IMO Rules for reducing emissions of sulfur oxides (SO_x) from ships came into force. For marine fuel, the sulfur content should not exceed 0.5% by mass outside the designated emission control areas (IMO Sulfur 2020) [1,2].

Relevance of research

Therefore, the crew's knowledge of the properties and characteristics of the supplied fuel and the limitations imposed by the capabilities of fuel pre-treatment facilities in shipboard conditions is of great importance. As a result of changes in the rules and regulatory documents of the IMO, which regulate both fuel quality and operational measures on the ship, special attention should be paid to the crew members who arrive on the ship for the first time. Additional detailed information

on practical cases and important sections of training mechanics can be found in the ship's technical documentation, control checklists, manuals and procedures related to bunkering operations [2].

Basic text

Even if the fuel fully complies with the specification, problems with it may arise at the earliest stage of its storage on the ship. Precipitation and fuel residues accumulated in storage tanks can contaminate the freshest fuel, and mixing different types of fuel can cause their incompatibility [3].

Important precautions in such cases are the following:

1. Regularly clean and wash storage tanks, sedimentation and waste tanks. In the first two categories of capacities, sedimentation of solid particles occurs, which can be shaken under the influence of stormy weather and get into the separators, sometimes their concentration can exceed the limit values established by the International Standard ISO 8217. Cleaning and washing of fuel storage tanks are often performed only during scheduled factory repairs, therefore, the implementation of the practice of more frequent cleaning should be considered.
2. Regularly drain the sedimentation/waste tanks to remove water and sludge from them, preferably with water.
3. Carry out, if possible, reception of bunkers in empty tanks. Do not overlook the fact that mixing two brands of stable fuel does not guarantee the

formation of a compatible mixture, and after mixing, the level of content of abrasive particles or the formation of sediment may increase significantly.

4. If mixing cannot be avoided, it is necessary to conduct an analysis of fuels for compatibility. Fast, reliable and recognized methods of testing in the same laboratories should be used and, if possible, refrain from using new fuel until the results of the examination are obtained.

5. In conditions of lack of time and doubts regarding the compatibility and probable sedimentation of the fuel mixture, you can use simple analyzes that can be performed in ship conditions (the necessary kits for their implementation must be available on board). The use of mixed fuel should be avoided when performing the most important ship operations and when sailing in conditions of increased traffic, narrows, in stormy weather.

6. It would also be more correct to consider the option of obtaining a bunker immediately after arriving at the port (if the situation, the nature of the cargo and the ship's draft allow), and not before leaving the port.

Thus, it is possible to leave a reserve of time to carry out analyzes or examination of the fuel before the ship leaves the port, and ideally - to receive the results of the examination from the laboratory before departure.

Conclusion

In the interests of ensuring the safety of the vessel, crew and cargo, as well as for reasons of reducing costs and periods of decommissioning of the vessel due to engine failure, it is important that ship owners and operators focus their attention on the quality of fuel preparation and processing in ship conditions. The ship's engine crew must undergo proper and regular training. It is important that the mechanics of the watch are fully familiarized with the equipment and facilities involved in the preparation and processing of fuel on the vessel and the activities within the framework of regular maintenance. Training and sharing of experience are of particular importance for the crew's development of skills in identifying the causes of fuel-related problems and making corrections to the current fuel processing and preparation procedure to reduce possible losses.

References

[1]. International Convention for Prevention of Pollution from Ships, 1973, as Modified by the Protocol of 1978 relating thereto (MARPOL 73/78). URL: [https://www.imo.org/en/About/Conventions/Pages/List Of Conventions.aspx](https://www.imo.org/en/About/Conventions/Pages/List%20Of%20Conventions.aspx). Last accessed 2023/01/23.

[2]. Sulphur Cap 2020. URL: <https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Sulphur-2020.aspx>. Last accessed 2023/01/23.

[3]. Low-sulphur fuels explained. URL: <http://www.gard.no/web/topics/environment>. Last accessed 2023/01/23.

Authors' information

Jurii Kisietov, candidate of technical sciences, Associate Professor, National University of Shipbuilding, Mykolayiv, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0002-5360-9376](https://orcid.org/0000-0002-5360-9376).



Artem Kozlov, student of group 2297st, National University of Shipbuilding, Mykolayiv, Ukraine.



ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СУДНОВИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ ЗА СТАНОМ

Агеєв М.С.^{1✉}, Ричардас Малкус²

¹ Херсонська державна морська академія, Україна

² Литовська морська академія, Литва

Анотація

Ключові слова:

діагностика, ідентифікація, надійність, прогнозування, технічне обслуговування, технічний стан

Використання газотурбінних двигунів у складі сучасних суднових енергетичних установок знаходить широке застосування це пов'язане з підвищенням вимог до експлуатаційної гнучкості, зниженням експлуатаційних витрат, підвищенням надійності та доступності при одночасному зниженні впливу на навколишнє середовище. Ряд цих питань вирішується за допомогою подальшої розробки високоточних і ефективних систем оцінки технічного стану судового газотурбінного двигуна, діагностики та прогнозування. У цій статті пропонується системний огляд нещодавно розроблених методів моніторингу, діагностики та прогнозування характеристик двигуна. Мета статті полягає в тому, щоб організувати, оцінити та виявити закономірності та тенденції в літературі, а також визначити недоліки та рекомендувати нові напрямки розвитку методів діагностики та прогнозування для покращення схеми прийняття рішень щодо технічного обслуговування, та основні причини погіршення характеристик судового газотурбінного двигуна з метою полегшення ідентифікації несправностей.

Вступ

Газотурбінні двигуни складається із складних, дуже дорогих і точних елементів, що працюють в умовах високого тиску та температури газу. Вихід із ладу або зниження продуктивності двигуна сильно впливає на його роботу. Продуктивність газотурбінного двигуна значною мірою залежить від продуктивності компонентів газового тракту, а саме компресора, камери згоряння та турбіни [1]. Продуктивність компонента може погіршитися через виникнення різних несправностей, таких як забруднення, ерозія, зазор між кінцями лопат, корозія та пошкодження об'єкта. Виникнення цих несправностей призводить до відхилень вимірюваних параметрів двигуна. Щоб уникнути цих несправностей і підтримувати найкращі робочі параметри, газова турбіна повинна мати механізм, який може виявляти, класифікувати і кількісно визначати несправності двигуна, що виникають, якомога раніше. Це допоможе операторам вжити заходів для відновлення нормальної роботи двигуна.

Сучасний етап розвитку турбомашин характеризується тим, що поряд із вимогами до поліпшення їх окремих характеристик продовжують зростати вимоги до безпеки, безвідмовності та довговічності їхньої роботи [2]. В даний час у практику експлуатації турбомашин впроваджується нова система ухвалення рішення про доцільність їх подальшого використання за фактичним технічним станом. Така система дозволяє ефективніше оцінювати індивідуальні технічні можливості кожного конкретного виробу та часу їхньої безвідмовної експлуатації. Для її успішного впровадження необхідні методи та засоби контролю, які дозволяють виявляти несправності на ранній стадії їх розвитку. Це знижує економічні та екологічні витрати на експлуатацію та ремонт, повніше виробляються ресурсні можливості газотурбінних двигунів.

Екстенсивний розвиток традиційних систем контролю теплотехнічних параметрів лише частково сприяв підвищенню рівня контролю придатності обладнання, оскільки досвід експлуатації показав, що значна кількість відмов і аварій викликається такими процесами деградації

технічного стану вузлів і деталей, які ніяк не позначаються на теплотехнічних характеристиках обладнання (аж до настання критичних величин дефектів).

Ці обставини зумовили розгортання широкого фронту робіт, спрямованих на створення та впровадження приладів та систем технічної діагностики, покликаних забезпечити поглиблений експлуатаційний контроль та прогнозування фактичного технічного стану елементів газотурбінних двигунів.

Актуальність досліджень

Стратегії технічного обслуговування поступово змінюються, що відображає двосторонній інтерес між виробниками та користувачами, які потребують найкращих умов експлуатації та технічного обслуговування. Більше того, намітилася значна тенденція, коли оператори газотурбінних установок вимагають від виробників гарантованої швидкості зміни технічного стану та вартості життєвого циклу в залежності від умов експлуатації. У газотурбінних установках виробники повинні виконувати широкий спектр вимог, встановлених користувачами у глобальних та довгострокових контрактах на обслуговування. Основна мета полягає в тому, щоб досягти ефективних відповідей на ці вимоги за рахунок розробки передових інструментів для точного обслуговування на основі стану через моніторинг стану. Як правило, моніторинг стану газотурбінного двигуна може здійснюватися з використанням різних методів та технологій різної точності, кожна з яких має свої переваги (рис. 2) [3].

Причини неполадок газових турбін діляться на дві категорії. Перша причина має механічну природу, коли явища не пов'язані аеродинамічними характеристиками, як-то зміщення осей, дисбаланс, незакріплені елементи, дефекти

підшипників і відсутність мастила тощо. На рис. 1 показано багато методів діагностування газотурбінного двигуна, таких як вібраційний, аналіз масла на залишки зносу, акустичний, термографічний, параметри потоку масла, аналіз навантаження двигуна та температуру металу (які вважаються методами, що не ґрунтуються на продуктивності), можна використовувати для оцінки погіршення робочого стану. Другою причиною є аеродинамічні проблеми або проблеми, пов'язані з продуктивністю, такі як забруднення та відкладення у газоповітряному тракті в осьових компресорах, ерозія та корозія лопаток, неправильне згорання тощо. У разі погіршення такого роду, моніторинг технічного стану на основі продуктивності, є економічно ефективним підходом до надання інформації про завчасне попередження про поточні або наступні відмови. Слід зазначити, що, як обговорювалося у [4] кілька проблем, які проявляються як механічна помилка, насправді можуть мати основні причини, пов'язані з аеродинамікою (або продуктивністю), і їх можна класифікувати як аеромеханічні, тобто пов'язані механічно та аеродинамічно. Прикладами таких випадків є скачки двигуна або корозія дисбалансних лопаток, які є аеродинамічними за своєю природою, але викликають механічні помилки, такі як надмірна вібрація. Дослідження [5] наголошує на необхідності впровадження моніторингу працездатності на основі продуктивності під час технічного обслуговування газових турбін, оскільки це створює більш швидку та надійнішу інформацію для користувачів газотурбінних двигунів, які відповідно вдосконалюють стратегію технічного обслуговування.

Високий ступінь попередження діагнозу не тільки підвищує безпеку судноплавства, але і сприяє істотному зниженню експлуатаційних витрат, пов'язаних з порушенням регулярності рейсів, ремонтом газотурбінного двигуна.

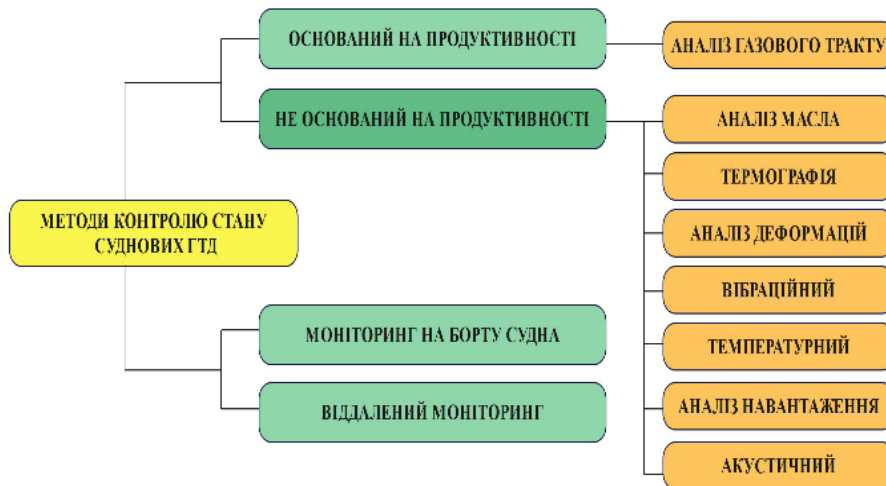


Рисунок 1. Методи контролю стану газових турбін

Викладення основного матеріалу

Індустрія комерційного судноплавства та сучасний етап розвитку газотурбінних двигунів характеризується тим, що поряд із вимогами до поліпшення їх окремих характеристик при роботі на різних режимах навантаження продовжують зростати вимоги до їхньої безпеки, безвідмовності та довговічності.

Добре відомо, що розробка та впровадження надійної, ефективної та гнучкої стратегії технічного обслуговування суттєво підвищує надійність та експлуатаційну готовність суднових газотурбінних двигунів і, як наслідок, знижує кількість непередбачених поломок, експлуатаційних витрат та простоїв суден [6, 7].

Така стратегія дозволяє ефективніше оцінювати індивідуальні технічні можливості кожного конкретного виробу та часу їхньої безвідмовної експлуатації. Для її успішного впровадження необхідні методи та засоби контролю, що дозволяють виявляти несправності на ранній стадії їх розвитку.

У цьому контексті необхідно вирішити кілька технічних проблем, пов'язаних із експлуатацією та вартістю життєвого циклу суднових газотурбінних двигунів, щоб ефективно впровадити цю технологію.

Основні фактори, що впливають на планування технічного обслуговування суднових газотурбінних двигунів наведені на рис. 2.

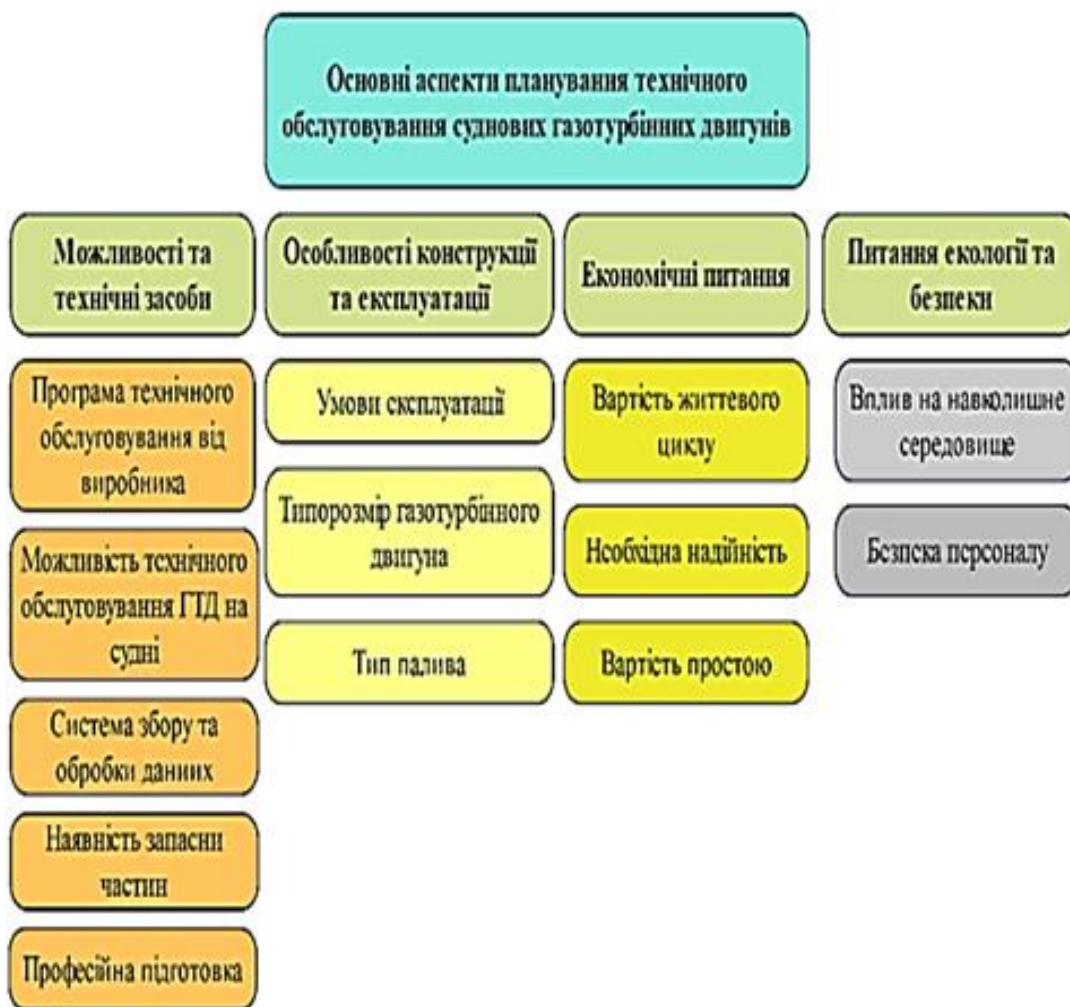


Рисунок 2. Основні фактори, що впливають на планування технічного обслуговування газових турбін

Аналізуючи рис. 2 можна визначити велику кількість компромісів між екологічними, технологічними, економічними та експлуатаційними факторами, які визначають успішну стратегію технічного обслуговування та експлуатації суднових газотурбінних двигунів. За останні десятиріччя такі провідні виробники суднових газотурбінних двигунів як «Mitsubishi Power»,

«Kawasaki», «General Electric Company» та інші, поєднавши накопичені масиви даних за період експлуатації, суднове обладнання та сучасні технології перетворились в потужні цифрові підприємства, що дозволяє їм оптимізувати моніторинг та керування суднових газотурбінних двигунів [8].

Неруйнівний контроль – галузь науки і техніки, що охоплює дослідження фізичних принципів, розробку, вдосконалення та застосування методів, засобів та технологій технічного контролю об'єктів, які не руйнують та не погіршують їх придатність до експлуатації [9].

Об'єктами контролю в нашому дослідженні були: турбомашина та її області можливого контролю неруйнівними методами; нормативно правові акти в галузі неруйнівного контролю та можливого роду дефекти, що виникають у проточній частині турбомашини в області робочих лопаток, представлені на рис. 3.

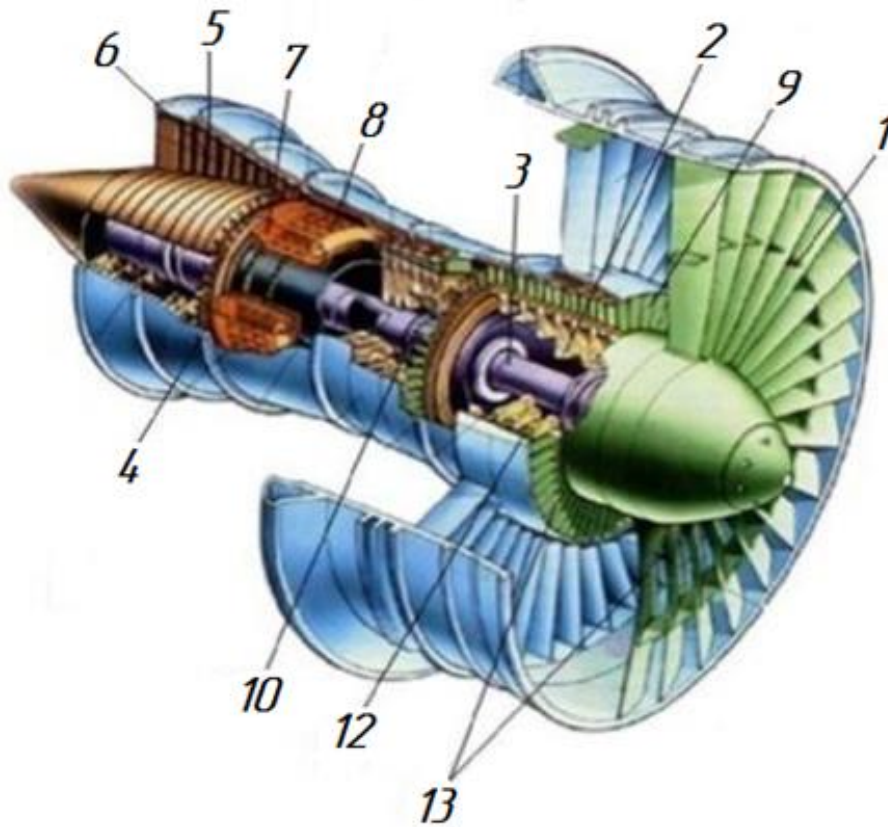


Рисунок 3. Розподіл пошкоджень елементів конструкції газотурбінного двигуна: 1 – тріщини на лопатках вентилятора; 2 – пошкодження дисків; 3 – тріщини у силових стійках корпусу; 4 – ушкодження від згинальної деформації валу; 5 – прогар соплового апарату; 6 – наклеп по бандажних полицях лопаток турбіни; 7 – руйнування лопаток турбіни; 8 – перегрів газозбірника; 9 – тріщини на жаровій трубі; 10 – руйнування робочих лопаток компресора; 11 – руйнування підшипника; 12 – підвищені коливання робочих лопаток; 13 – тріщини на лопатках направляючих апаратів [10]

Загально визнано [11, 12-15], що технічне обслуговування за станом є ефективним методом покращення стратегії технічного обслуговування обладнання та переходу від класичної практики «відмова та усунення» до методології «передбачити та запобігти». Як показано на рис. 4, в той час як оперативне коригуюче обслуговування виконується відразу після збою або помилки в системі, профілактичне обслуговування використовує статистичну інформацію про машину та досвід експлуатації для планування послідовних капітальних ремонтів, щоб запобігти несподіваній відмові системи.

Використання методів, що базуються на моделях, для оцінки технічного стану газотурбінних

двигунів, дозволяють застосовувати різні методи діагностики. Інформація основана на моделі є базою для багатьох стратегій діагностики та контролю, також створення аналітичної та оптимізаційної платформи забезпечить значну економію у сфері морських перевезень.

Можливість розробки та впровадження такої цифрової аналітично - оптимізаційної платформи, заснованої на моделях двигунів, рішеннях з моніторингу стану, діагностики та прогнозування, стане основою для перетворення традиційного процесу контролю та діагностування в інтегровану цифрову технологію з перспективами доступності та надійності обладнання [18].

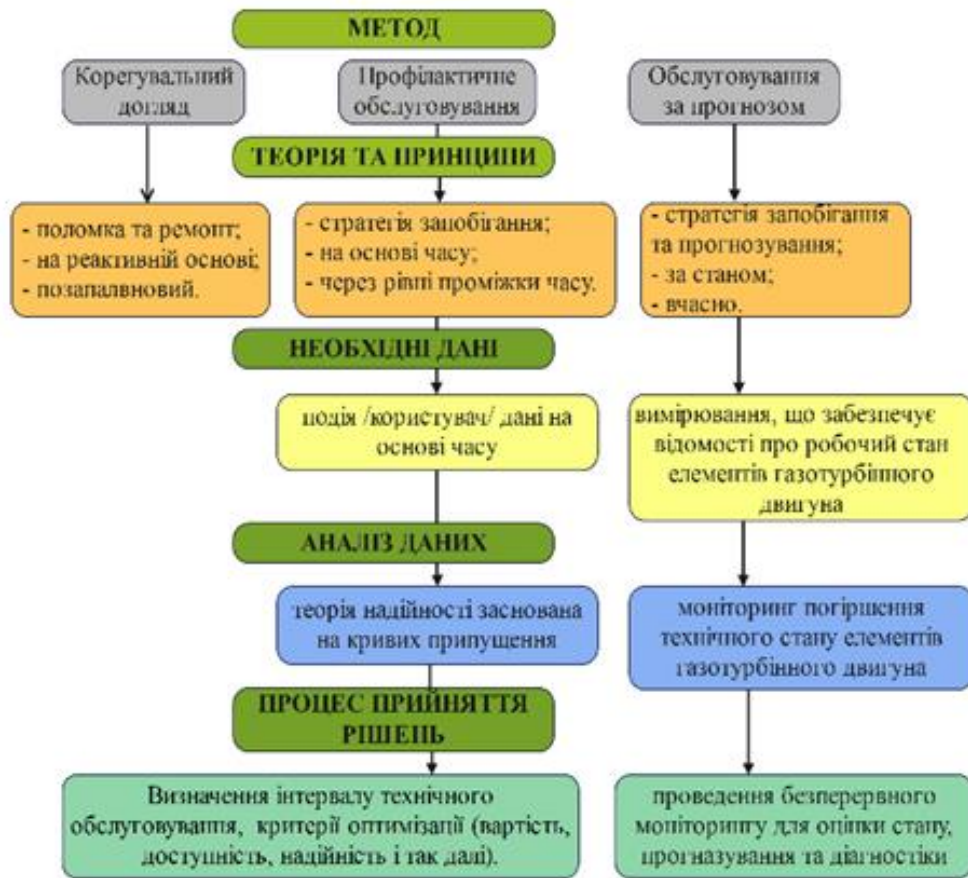


Рисунок 4. Порівняння найпоширеніших стратегій технічного обслуговування [16, 17]

Однак для підвищення надійності та доступності системи під час діагностичного обслуговування умови експлуатації обладнання постійно контролюються для виявлення необхідності обслуговування в режимі реального часу. Отже, безперервна розробка та впровадження методів моніторингу стану, діагностики та прогнозування дозволяє значно знизити як економічні втрати, спричинені поломкою системи, так і витрати, пов'язані з непотрібним ремонтом та заміною компонентів.

Аналіз результатів досліджень, показав, що загрози при своєму розвитку руйнуванням газотурбінних двигунів несправності, можна укрупнено розділити на три групи:

а) несправності, дуже швидко (протягом часток секунди або декількох секунд) переходять в аварію двигуна, або, що майже те ж саме - несправності, занадто пізно виявляються за допомогою доступних засобів діагностики;

б) несправності, здатні розвиватися в аварію протягом декількох хвилин, а також несправності, характер і темп розвитку яких не можна достовірно передбачити на основі досягнутого рівня знань. Виникнення подібних несправностей повинно супроводжуватися негайною подачею сигналу вахтовому та на центральний пост управління для оцінки ситуації і прийняття

необхідних заходів. З цією метою двигуни забезпечуються певним набором аварійних сигналізаторів (пожежі, падіння тиску масла, появи «стружки» в маслі тощо.);

в) несправності, що розвиваються відносно повільно або виявляються діагностичними засобами на настільки ранній стадії, що перехід їх в аварію в продовження даного рейсу можна вважати практично виключеним. Раннє виявлення саме таких несправностей і становить основу прогнозування станів двигунів. Інтервал часу від появи першого симптому несправності до небезпечного її розвитку є не стільки фізичною властивістю конкретної несправності, скільки мірилом рівня наших знань про її причини, ознаки і процеси розвитку. У міру накопичення таких знань і появи відповідної апаратури перестали, наприклад, вважатися «раптовими» і стали прогнозованими деякі види руйнування зубчастих передач, підшипників тощо [19].

Одне з практичних завдань досліджень динаміки розвитку неполадок газотурбінних двигунів полягає в тому, щоб максимально скорочувати число несправностей першої та другої груп і поступово «переводити» їх в третю групу, розширюючи, таким чином, можливості раннього діагностування та довгострокового прогнозування стану газотурбінного двигуна.

Прагнучи кращого розуміння стану двигуна, нещодавно вирішено включити тимчасову еволюцію до системи моніторингу, додавши прогностичні можливості. Прогностика відрізняється від традиційних методів, заснованих на надійності, які покладаються на розподіл записів подій ідентичних одиниць для оцінки таких характеристик, як середній час вщент і ймовірність надійної роботи. Фактично прогностичний підхід спрямований на прогнозування деградації установки, що триває, або її компонентів, що знаходяться в експлуатації в даний час. Взагалі кажучи, прогнозування ґрунтується на результатах діагностики, і тому точність залежить від точності діагностичних даних. Як показано на

рис. 5, деградація двигуна може бути виявлена та ізольована за допомогою діагностики, а статистика деградації двигуна або його компонентів може бути введена в прогностичну модель [20].

Крім того, слід підкреслити, що точність прогнозування безпосередньо залежить від використовуваних методів, які можна розділити на дві основні категорії: методи, засновані на моделях, і моделі, керовані даними. Прогноз на основі моделі намагається включити модель двигуна в оцінку деградації, а підходи, що базуються на даних, зазвичай використовують статистичні дані для отримання вихідних даних прогнозу.

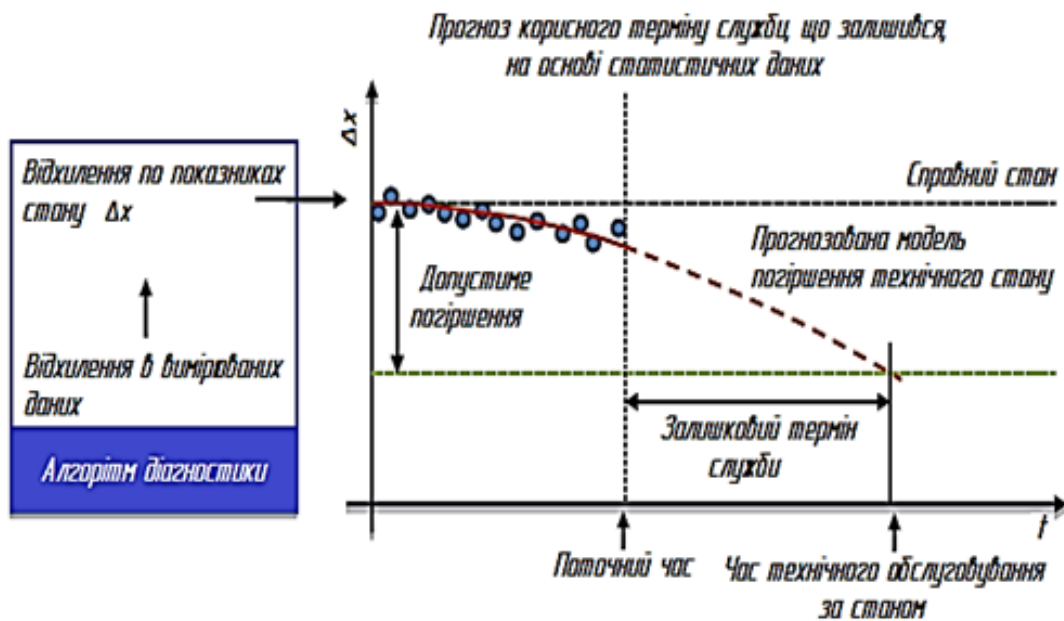


Рисунок 5. Схематичне зображення деградації двигуна, діагностики та прогнозування [21]

У методах, заснованих на моделях, прогностична точність пов'язана з прогностичним процесом. У цих методах частота прогнозування має бути аналогічною частоті адаптації моделі двигуна. Для методів, заснованих на даних, критичним елементом прогностичного процесу є якість даних та складність використовуваного методу.

Прогнози можна класифікувати на основі кількох ознак, включаючи обраний параметр працездатності, часові рамки, тип деградації та підходи до прогнозування.

Короткострокове дослідження, яке прогнозує майбутній стан системи протягом обмеженого періоду часу, або довгострокове дослідження, яке також може прогнозувати решту терміну корисного використання або оцінювати ймовірність надійної роботи.

Залежне прогнозування на основі параметрів, засноване на прогнозуванні вимірювань

двигуна, пов'язаних із загальним станом двигуна, таким як температура газу, частота обертання валу тощо, або незалежне прогнозування на основі параметрів, засноване на прогнозуванні параметрів працездатності, таких як ефективність та пропускна здатність.

Прогнозування поступового погіршення характеристик, яке зазвичай відбувається через несправність, таку як забруднення та ерозія, або прогнозування раптових несправностей, які виявляються як миттєве погіршення через таку подію, як ушкодження стороннім предметом. Хоча перше можна дослідити з допомогою алгоритму прогнозування, друге можна розглянути з допомогою графіків ризиків [22]. Основна увага у цьому розділі поточної оглядової статті приділяється поступовому погіршенню, але слід зазначити, що при виявленні та ізоляції раптової несправності слід враховувати її наслідки.

Висновки

Численні дослідження наголошують на необхідності впровадження моніторингу стану при технічному обслуговуванні газотурбінних двигунів, оскільки він дає більш швидко та надійну інформацію для користувачів, які відповідним чином уточнюють стратегію технічного обслуговування. Таким чином, основна мета цього дослідження полягала в тому, щоб проаналізувати та узагальнити нещодавні наукові дослідження, які зосереджені на моніторингу працездатності, діагностиці та прогнозуванні стану газотурбінних двигунів.

В останні роки дослідження показали, що більшість досліджень у цій галузі зосереджено на: 1) оцінці стану з розглядом лише кількох доступних вимірювань; 2) прогнозуванні та діагностиці характеристик у нестандартних встановлених та перехідних режимах; 3) моніторингу в реальному часі;

Однак, на відміну від існуючих оглядів, звертаємо увагу на нову та перспективну тенденцію прогнозування за перехідними даними, коли системи моніторингу стану повинні фіксувати швидко нелінійну динаміку двигуна на підвищеній частоті, щоб встановити гарну якість набору даних для діагностичних та прогностичних цілей.

Огляд прикладів показує, що моніторинг стану може зіграти ефективну роль у майбутній галузі газотурбінних двигунів, оскільки морські турбіни стають все більш популярними.

Література

[1] Zaidan MA, Relan R, Mills AR, Harrison RF. Prognostics of gas turbine engine: An integrated approach. *Expert Systems with Applications*. 2015; 42:8472-83.

[2] Kemp FJ, Monti A, Cabella F, Fabretto A, De Stefano A, Canchi V, et al. Monitoring System for a Gas Turbine Engine. Google Patents; 2015.

[3] Bechini, G. Performance Diagnostics and Measurement Selection for On-Line Monitoring of Gas Turbine Engines. Ph.D. Thesis, Cranfield University, Bedford, UK, 2007.

[4] Meher-Homji CB, Bhargava R. Condition monitoring and diagnostic aspects of gas turbine transient response. *International Journal of Turbo and Jet Engines*. 1994; 11:99-111.

[5] Barad SG, Ramaiah P, Giridhar R, Krishnaiah G. Neural network approach for a combined performance and mechanical health monitoring of a gas turbine engine. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2012; 27:729-42.

[6] Puggina N, Venturini M. Development of a

statistical methodology for gas turbine prognostics. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2012; 134:022401.

[7] Лозно С.В. Автоматизована діагностика несправностей газотурбінних двигунів / С.В. Лозно, М.І. Торхов, С.А. Пустовой, В.А. Седристіт, Ю.В. Черкасов // *Наук. - техн. журн. "Вісник двігунобудування"*. - Запоріжжя: ЗНТУ, 2008, №3. - С.176-181.

[8] Канарчук, В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. Надійність машин: підручник. – К.: Либідь, 2003. – 424 с.

[9] Єлісеєв Ю.С. Технологія експлуатації, діагностики і ремонту газотурбінних двигунів / Ю.С. Єлісеєв, В.В. Кривов, К.А. Малиновський, В.Г. Попов // - М.: Вища школа, 2002. - 355 с.,

[10] Hoeft R, Gebhardt E. Heavy duty gas turbine operating and maintenance considerations: General Electric Company, Gas Turbine Division; 1993.

[11] Lee J, Scott L. Zero-breakdown machines and systems: productivity needs for next-generation maintenance. *Engineering asset management*: Springer; 2006. p. 31-43.

[12] Jardine AK, Lin D, Banjevic D. A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance. *Mechanical systems and signal processing*. 2006; 20:1483-510.

[13] Li Y. Performance-analysis-based gas turbine diagnostics: A review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 2002; 216:363-77.

[14] Volponi AJ. Gas turbine engine health management: past, present, and future trends. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2014; 136:051201.

[15] Tahan M, Muhammad M, Karim ZA. A Framework for Intelligent Condition-based Maintenance of Rotating Equipment using Mechanical Condition Monitoring. *MATEC Web of Conferences*: EDP Sciences; 2014. p. 05011.

[16] Ahmad R, Kamaruddin S. An overview of time-based and condition-based maintenance in industrial application. *Computers & Industrial Engineering*. 2012; 63:135-49.

[17] Puggina N, Venturini M. Development of a statistical methodology for gas turbine prognostics. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2012; 134:022401.

[18] Дмитрієв С.О. Методика застосування акустичного методу ідентифікації несправностей ТРДД / С.О. Дмитрієв, Ю.М. Чоха // *Наук. - техн. журн. "Вісник двігунобудування"*. -

Запоріжжя: ЗНТУ, 2004, №2. - С.173-176.

[19] Heng A, Zhang S, Tan AC, Mathew J. Rotating machinery prognostics: State of the art, challenges and opportunities.

[20] Mechanical systems and signal processing. 2009; 23:724-39.

[21] Li Y, Nilkitsaranont P. Gas turbine performance prognostic for condition-based maintenance. Applied energy. 2009; 86:2152-61.

[22] Marinai L. Gas-Path Diagnostics and Prognostics for Aero-Engines Using Fuzzy Logic and Time Series Analysis. 2004.

Відомості про авторів

Максим Агеев, д.т.н., доцент, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-5691-8986](https://orcid.org/0000-0001-5691-8986).



Ричардас Малкус, PhD, доцент, Литовська морська академія, Литва



ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ СУЧАСНИХ СУДНОВИХ МОД

Андреев А.А. [✉], Пирисунько М.А. [✉], Година В.І.

Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

питома витрата палива, температура наддувного повітря

Проаналізовано вплив температур охолоджуючої води та навколишнього повітря на температуру наддувного повітря й ефективність роботи сучасних суднових малооборотних дизелів з високоефективними турбонаддувними агрегатами. Запропоновано схемне рішення з підключенням тепловикористовуючої ежекторної холодильної машини в існуючі контури водяного охолодження високо- й низькотемпературних охолоджувачів наддувного повітря

Вступ

Ефективність суднових ДВЗ значною мірою залежить від атмосферних умов і, перш за все, температури повітря. Із підвищенням температури зовнішнього повітря і відповідно повітря у машинному відділенні зменшується коефіцієнт надлишку повітря, погіршується якість сумішеутворення, збільшуються період затримки самозаймання палива, температура випускних газів і відведення теплоти від циліндрів, тобто тепловтрати, теплова напруженість двигуна, питома витрата палива, знижуються ефективний ККД і потужність двигуна. У сучасних ДВЗ тиск наддуву достатньо високий і становить 0,35...0,40 МПа. При цьому температура наддувного повітря сягає 150...180 °С, а в довгоходних малооборотних дизелів (МОД) – 240...260 °С [1]. На втрати теплоти з наддувним повітрям припадає 7...8 % теплоти згоряння палива. Проте існуючі схеми утилізації дозволяють використовувати лише 20...35 % загальної кількості теплоти, що відводиться з охолоджуючою водою від охолоджувачів наддувного повітря.

Актуальність досліджень

Для більшості типів транспортних суден кількість теплової енергії, що виробляється в утилізаційному котлі на ходу судна, вже за температури зовнішнього повітря $t_{\text{нв}} = 0$ °С перевищує загальносуднові потреби в ній, а при $t_{\text{нв}} = 25$ °С – у 2,0...2,5 рази.

Завдяки високим ККД сучасних турбокомпресорів (ТК) $\eta_{\text{ТК}} = 0,80...0,85$, потужність їх турбін перевищує потужність, необхідну для наддуву дизелів. Надмірна енергія газів реалізується турбокомпаундними системами (ТКС), що передбачають застосування додаткової газової

турбіни, що встановлюється на байпасній лінії газів, що йдуть в обхід наддувного ТК. Однак ефективність застосування ТКС, як і дизельної установки, також знижується з підвищенням температур зовнішнього повітря $t_{\text{нв}}$ і заборотної води $t_{\text{зв}}$. Крім того, прийнятний термін окупності таких систем (5...10 років) можливий за великих потужностей МОД: 20...60 МВт і вище.

Викладення основного матеріалу

Оцінка надлишку потужності утилізаційної турбіни $N_{\text{т}}$ над потужністю наддувного компресора $N_{\text{к}}$, необхідної для створення необхідного тиску наддуву, зроблена для МОД фірми "Wartsila" різної потужності. При цьому резерв потужності турбіни визначали як відношення $\Delta N_{\text{ТК}} = (N_{\text{т}} - N_{\text{к}})/N_{\text{к}}$.

Розрахунки виконані з урахуванням впливу температури зовнішнього повітря на вході компресора ТК на температуру випускних газів $t_{\text{г1}}$ на вході турбіни ТК: $t_{\text{г1}} = f(t_{\text{нв}})$. Так, згідно з даними фірм "MAN B&W" та "Wartsila", підвищення температури зовнішнього повітря на вході ТК на 10 °С викликає зростання температури випускних газів МОД на 16 °С [1].

Враховувалася також залежність ККД компресора $\eta_{\text{к}}$ від ступеня підвищення тиску $p_{\text{к}}$: $\eta_{\text{к}} = 0,85$ при $p_{\text{к}} = 3$ і $\eta_{\text{к}} = 0,80$ при $p_{\text{к}} = 4$ [2].

Про надлишок потужності ТК свідчать результати розрахунків потужності турбіни $N_{\text{т}}$ та компресора $N_{\text{к}}$, виконаних для низки малооборотних дизелів "Wartsila" та наведених на рис. 1 у залежності від потужності дизеля $N_{\text{е}}$ з урахуванням залежності температури відхідних газів на вході до турбіни ТК від температури зовнішнього повітря.

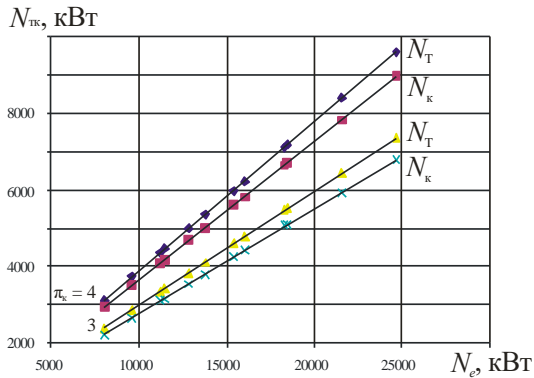


Рисунок 1. Потужності турбіни N_T і компресора N_K турбокомпресора залежно від потужності дизеля N_e при різному ступені підвищення тиску π_k : \blacktriangle , \times - $\pi_k = 3$; \blacklozenge , \blacksquare - $\pi_k = 4$.

Як бачимо, для цілого ряду потужностей N_e МОД фірми "Wartsila" має місце резерв потужності ТК. При підвищенні потужності двигуна різниця потужностей турбіни та компресора, виражена в абсолютних величинах, збільшується, тоді як у відносних величинах вона залишається практично постійною.

Надлишок теплової енергії відхідних газів може бути реалізований в тепловикористовуючій холодильній установці охолодження (ТХО) як конструктивно найбільш простій. Для цього необхідно частину газів направити повз турбіну ТК на генератор пари НРТ ТХО. Кількість газу, що байпасується, є пропорційною перевищенню потужності турбіни над потужністю компресора і становить 10...20 %.

Схеми систем на базі ТХО, що утилізує теплоту надлишкової кількості газів для охолодження наддувного повітря, представлені на рис. 2. (Т – турбіна ТК; К – наддувний компресор; УК – утилізаційний котел; ОНВ – охолоджувач наддувного повітря водяний; ЦХ – центральний холодильник; ЗВ – забортна вода; ТУОНВ: Г – генератор; Ге та Гі – економайзерна та випарна секції генератора; Е – ежектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дросельний клапан; И – випарник-повітроохолоджувач).

При цьому генератор ТХО встановлюють на байпасній лінії газів, що йдуть в обхід ТК, витрата газів через яку прямо пропорційна перевищенню потужності турбіни ТК над потужністю наддувного компресора і може становити 20...30% загальної кількості газів після циліндрів двигуна [3, 4]. Так як температура газів на вході в генератор ТХО (після циліндрів ДВЗ) становить близько 400 °С, то тепловий потенціал, що спрацьовується в ТХО, може виявитися досить значним, навіть з урахуванням того, що через байпасну лінію на генератор ТХО надходить близько 20...30 % від загальної кількості газів. Вищий температурний рівень

байпасованих повз ТК випускних газів (порівняно з температурою газів із сумарною витратою після ТК) забезпечує підвищені температурні напори в утилізаційний теплообмінний апарат і, відповідно, менші її габарити та аеродинамічний опір.

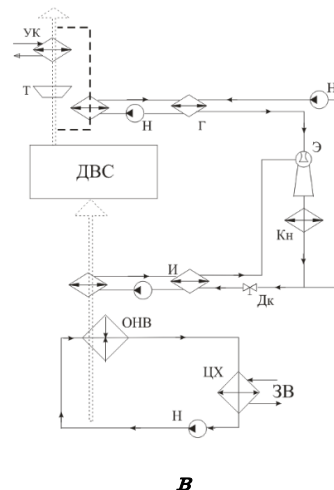
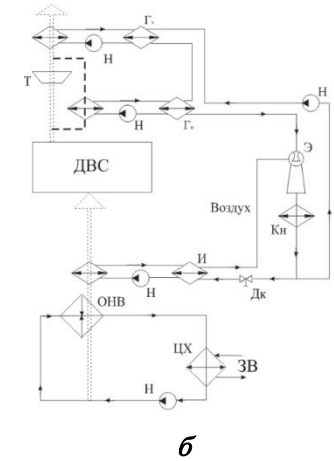
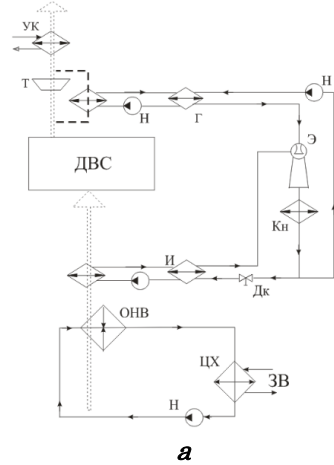


Рисунок 2. Схеми систем охолодження наддувного повітря ДВЗ на базі ежекторної ТХООНВ, що використовує надмірну теплоту відхідних газів, при температурі газів на виході з генератора ТХООНВ t_{r2} : а - $t_{r2} = 250$ °С (генератор перед УК); б - $t_{r2} = 250$ °С (випарна секція генератора перед УК, економайзерна секція після УК); в - $t_{r2} = 180$ °С (генератор перед УК)

Перші дві схеми (рис. 2, а і б) представляють по суті аналог ТКС, в якій генератор ТУО (випарна секція генератора на рис. 2, б) встановлений на байпасній лінії замість додаткової газової турбіни (силової турбіни або турбогенератора) або підключений паралельно турбіні (на рисунку не показано). При цьому теплоперепад, що спрацьовується в генераторі ТУО, невеликий, оскільки обмежений різницею температур газів на вході та виході $t_{r1} - t_{r2} = 350 - 250 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, до того ж віднесеної до дуже малої витрати газів через байпас: близько 20 %. Очевидно, що більший ефект можна отримати при спрацьованні всього теплового потенціалу надлишкового, понад необхідну для приводу наддувного ТК, кількості відхідних газів: $t_{r1} - t_{r2} = 350 - 150 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ (схема на рис. 2, в), де нижня температура газів обмежена необхідністю недопущення сірчистої корозії матеріалу економайзерних поверхонь генератора ТУО.

Висновки

1. Розроблені можливі схеми утилізації теплоти наддувного повітря і відхідних газів для суднових МОД, що дозволяють підвищити ефективність суднових дизелів.

2. Запропоновано схемно-конструктивні рішення системи охолодження наддувного повітря для МОД та розроблено рекомендації щодо їх проектування, що забезпечує ефективну експлуатацію МОД при підвищених зовнішніх температурах.

Література

[1] Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation / MAN B&W Diesel A/S // Copenhagen, Denmark – 2005. – 15 p.

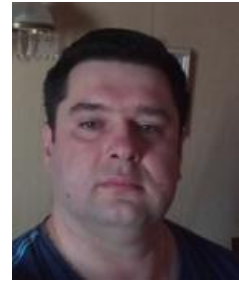
[2] Heim, K. Existing and Future Demands on the turbocharging of Modern Large Two-stroke Diesel Engines / K. Heim // 8-th Supercharging Conference – Dresden – 2002.

[3] Андреев, А.А. Теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля / А.А. Андреев, Н.И. Радченко, А.А. Сирота. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2013. № 1 (98). С. 66 – 70.

[4] Андреев, А.А. Сравнительная оценка охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля с утилизацией его теплоты и забортной водой / А.А. Андреев, Н.И. Радченко, А.А. Сирота. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2013. № 2 (99). С. 92–96.

Відомості про авторів

Артем Андреев, к.т.н., доцент кафедри теплотехніки, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-6043-3700](https://orcid.org/0000-0002-6043-3700).



Максим Пирисунько, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3928-7112](https://orcid.org/0000-0002-3928-7112).



Олексій Година, завідувач лабораторією, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна.



АНАЛІЗ ЗМЕНШЕННЯ ТОКСИЧНОСТІ ТА ДИМНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ЗА РАХУНОК КЕРОВАНОЇ ПОДАЧІ ПОВІТРЯ ДО КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ДВЗ

Пирисунько М.А. [✉], Свиридов В.І. [✉], Андреев А.А. [✉]

Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

Технічний стан, діагностування, судновий двигун, віброакустика

Захист навколишнього середовища поступово висунувся в число глобальних проблем людства. Неконтрольоване споживання вуглеводневих палив і викидів від їх використання, постійне їх збільшення, викликає порушення природного процесу самоочищення біосфери і становить загрозу життю людини. Щоб зупинити цей процес, підписані міжнародні угоди, прийняті державні постанови і програми захисту навколишнього середовища від шкідливих викидів.

Вступ

Ефективним засобом зниження токсичності відпрацьованих газів при одночасному поліпшенні паливної економічності дизельних двигунів є забезпечення оптимальних значень коефіцієнта надлишку повітря.

Законодавчим органом для нормування екологічних показників суднових ДВЗ є Міжнародна морська організація (ІМО). Розроблені нею і діючі з 1 січня 2011 р технічні норми ІМО Tier-2 стосуються тільки викидів оксидів азоту. З 2016 р введено новий стандарт ІМО Tier-3, в якому гранично допустимий вміст NO_x у відпрацьованих газах знижено майже в 4 рази. Інакше кажучи, з 2016 р суднові двигуни повинні забезпечувати ті ж показники по викидах NO_x , що і автомобільні дизелі.

Актуальність досліджень

Таке різке посилення нормативів на викиди забруднюючих атмосферу речовин змушує виробників постійно вишукувати все нові і нові технічні рішення, щодо покращення екологічних показників дизелів. В даний час склалася ситуація, коли розвиток сучасних ДВЗ і їх конкурентоспроможність визначаються головним чином наявністю коштів, що дозволяє знизити викиди шкідливих речовин до рівня відповідних екологічних вимог [2]. Ці вимоги можуть бути досягнуті різними засобами. Найбільш відомі і промислово відпрацьовані способи зниження викидів оксидів азоту, такі як селективне каталітичне відновлення, рециркуляція відпрацьованих

газів і зволоження повітря мають ряд серйозних недоліків - це значне ускладнення конструкції і збільшення витрати палива. Тим часом спостерігається зростання цін на паливо змушує шукати такі методи, які одночасно забезпечують зниження оксидів азоту і покращують паливну економічність. Серед таких методів заслуговують на особливу увагу, перш за все ті, які спрямовані на вдосконалення робочого процесу шляхом впливу на термодинаміку горіння палива в циліндрі двигуна.

Коефіцієнт надлишку повітря α значно впливає на токсичність відпрацьованих газів (ВГ). Так, концентрація оксидів азоту плавно зменшується зі збільшенням α (рис.1). Багато в чому цей факт пояснюється тим, що основна маса NO_x утворюється протягом короткого проміжку часу в основному в другій фазі згорання палива. Тому при збільшенні кількості повітря падає температура, а її високе значення є головною умовою для утворення оксиду азоту. [1].

Вміст в ВГ продуктів неповного згорання палива CO , CH_x і C також самим безпосереднім чином залежить від коефіцієнта надлишку повітря. Так, емісія CH_x характеризується ступенем гасіння полум'я і кількістю палива, що не бере участі в горінні, емісія CO залежить від кількості палива, яке не повністю прореагувало, в зв'язку з нестачею кисню повітря, емісія сажі визначається кількістю палива, що не бере участі в процесі горіння, в зв'язку з тим, що воно не перейшло з рідкого стану в газоподібний і не мало контакту з киснем під впливом високої температури, тобто паливо піддавалося реакції крекінгу. Всі ці залежності мають яскраво

виражений мінімум при $\alpha = 4 \div 6$. Збільшення їх емісії при великих α пов'язано зі зменшенням циклової подачі. В результаті погіршується розпилювання палива і сповільнюється процес згоряння, який починається з великим періодом затримки самозаймання і тому переноситься на лінію розширення, відповідно зростає частка незгорілого палива [2].

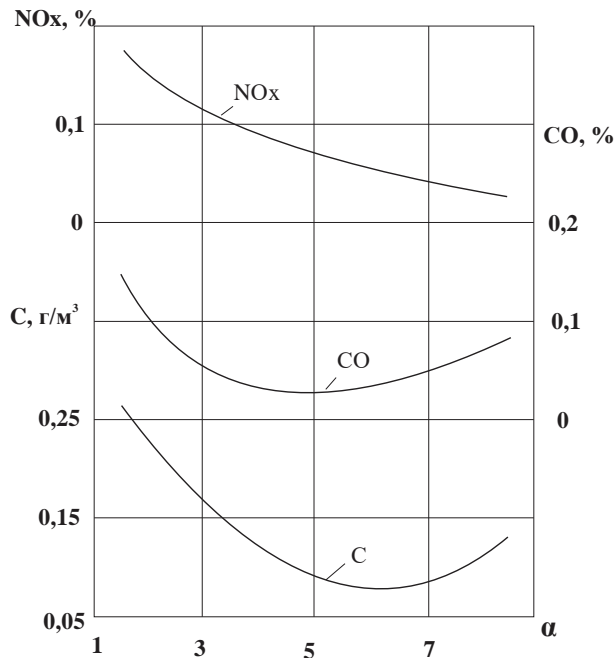


Рисунок 1. Вплив коефіцієнта надлишку повітря на концентрації шкідливих речовин, що містяться у відпрацьованих газах

Оптимального значення α можна досягти шляхом управління подачею палива, змінюючи циклову подачу, або за рахунок управління подачею повітря. Традиційно на практиці користуються першим способом, в якому досягнення оптимальних значень коефіцієнта надлишку повітря забезпечується впливом на циклову подачу за допомогою системи автоматичного управління подачею палива. Однак даний спосіб підтримки коефіцієнта надлишку повітря в межах оптимального значення призводить до погіршення параметрів двигуна, оскільки перехідні процеси особливо при набиранні навантаження помітно затягуються. Тому регулювання по подачі повітря має свої переваги. Крім поліпшення тягових властивостей дизеля короткочасна і додаткова подача повітря в циліндр дозволяє зменшити емісію шкідливих речовин, що містяться в ВГ.

На теперішній час вже є досвід подачі додаткової кількості повітря в камеру згоряння двигуна з метою зменшення димності ВГ на перехідних режимах. Зокрема, фірма Cummins пропонує пристрій для роздільного впорскування палива і повітря. По суті, цей пристрій є форсункою з двома роздільними каналами: повітряним

і паливним. Подача повітря варіюється блоком управління. Відзначається, що за допомогою даної форсунки вдалося на дослідному дизелі знизити емісію NO_x на 70%, а витрата палива на 9%. Однак, як підкреслюється в опублікованих даних, цього недостатньо, щоб відповідати вимогам IMO Tier 3.

Уприскування палива, насиченого повітрям, дозволяє:

- оперативно управляти складом суміші за рахунок зміни витрати повітря;
- істотно зменшити неоднорідність паливних факелів завдяки вмісту в них пухирців повітря;
- здійснити додаткове диспергування палива і, отже, розбити ядра паливних факелів, надмірно збагачених паливом;
- створити умови для отримання оптимального значення коефіцієнта надлишку повітря у всьому діапазоні експлуатаційних режимів роботи двигуна.

Висновки

Проаналізовано можливість зниження токсичності та димності відпрацьованих газів за рахунок керованої подачі повітря в камеру згоряння. Коефіцієнт надлишку повітря впливає на токсичність відпрацьованих газів. Концентрація оксидів азоту плавно зменшується зі збільшенням коефіцієнту надлишку повітря.

Література

[1]. Fournier A. (2006). Air Emission from Marine Vessels: Problems and Opportunities, University of California Santa Barbara.

[2]. Marine Engine IMO Tier II and Tier III (2nd ed., Vol. Programme). (2009). MAN Diesel. Retrieved from https://marine.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/marine-engine-programmes/mep2017_2web.pdf

[3]. Fisher, R.W., Brown, N.A. (2005), Factors affecting the underwater noise of commercial vessels operating in environmentally sensitive areas. OCEANS.

[4]. Pham, V.V.: Advanced technology solutions for treatment and control noxious emission of large marine diesel engines: A brief review. Journal of Mechanical Engineering Research and Developments 42(5), 21–27 (2019)

[5]. De Serio, D., de Oliveira, A., Sodr e, J. R.: Application of an EGR system in a direct injection diesel engine to reduce NO_x emissions. Journal of Physics: Conference Series 745(3) (2016)

Відомості про авторів

Максим Пирисунько, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3928-7112](https://orcid.org/0000-0002-3928-7112).



В'ячеслав Свиридов, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4841-7935](https://orcid.org/0000-0002-4841-7935).



Андрій Андреев, к.т.н., професор, завідувач кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1095-0398](https://orcid.org/0000-0002-1095-0398).



USING THE HEAT OF RECIRCULATED GASES IN AN ABSORPTION CHILLER TO IMPROVE THE ENERGY EFFICIENCY OF MARINE DIESEL ENGINES

Pyrysunko M. [✉], Andreiev A. [✉], Andreieva N.

Kherson Educational-Scientific Institute of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine

Abstract

Keywords:

internal combustion engine, fuel consumption, exhaust gas recirculation, absorption chiller, ecology

The work presents the results of the analyzing the effect gained due to cooling the air at the engine turbocharger inlet by heat-using refrigeration machines, which utilize the heat of exhaust and recirculated (ecological) gases. It is shown that the engine specific fuel consumption can be reduced considerably by inlet air cooling in absorption refrigeration machines.

Introduction

Environmental pollution by emissions of internal combustion engines (ICE) of land, air and water transport is currently an acute problem all over the world, recognized by many experts from various fields: ecology, energy, economics, medicine, etc. Despite the measures taken all over the world, the ecological situation continues to deteriorate. [1, 2]. This negatively affects the ecological situation in the areas of water areas, ports, repair bases, on the flora and fauna of water basins and on human health.

International conventions establish strict requirements for the technical condition of ships and the operation process. Failure to comply with these standards during the operation of the vessel may be limited or prohibited by administrative procedure [4]. Since 2016, new IMO TIER III standards have been introduced. In accordance with them, in regulated areas (ECA) the number of harmful emissions should be reduced by more than 3 times [5, 6].

Relevance of research

The ships are the sources of air pollutions that account for about 60 to 80% of all pollutants. Among these substances, the most harmful to nature are emissions from the exhaust gases of internal combustion engines [1]. The main shipboard source of environmental pollution is the main and auxiliary combustion engines of the power plants. Diesel engines dominating as the main marine engines and diesel generators are preferable in terms of fuel efficiency, service life, and the ability to operate on heavy fuel oil (HFO).

The reducing of the amount of harmful substances in the exhaust gases is an effective method for the greening of ship engines. Exhaust gas recirculation (method known as EGR - Exhaust Gas Recirculation) is carried out by bypassing exhaust gases from the manifold to the receiver. The EGR technology is one of the advanced methods for reducing NO_x and SO_x. But this method has a negative effect. The usage of EGR increases specific fuel consumption (SFC) of the engines [2].

As a result, it is justified to use the technologies of utilization of recirculation exhaust gas heat for cooling engine intake air to improve the environmental and fuel efficiency of the marine diesel engine using EGR systems. These technologies allow to increase diesel fuel economy by cooling the combustion air with waste heat using chillers (WHUCh).

The effectiveness of the application of proposed technical solution was analyzed on the basis of EGR system typical for MAN low-speed two-stroke diesel engines in accordance with the Tier III environmental conditions. Recirculation is provided by bypassing part of the exhaust gases purified from harmful gases in the scrubber after cooling in the heat exchanger-gas cooler.

Provided schematic solution with the use of the heat-using circuit of the ACh for the two-stroke engine 6G50ME-C9.6, responsible for Tier III environmental conditions. To analyze the system parameters and characteristics of the diesel engine, the CEAS [3] software package was used. The next initial data were used for the calculation: power – $N_e = 9288$ kW; engine load – NMCR = 90%; SFC – $g_e = 166.0$ g/(kWh); speed – $n_e = 96.5$ rpm; EGR system.

The calculation of the engine characteristics was carried out on the operating mode during the voyage of the ship from Odessa to Shanghai. In the Fig. 1 there are changes of the climatic conditions

during the voyage (temperature of sea water t_w , ambient air temperature t_a , relative humidity φ_a and absolute humidity d_a).

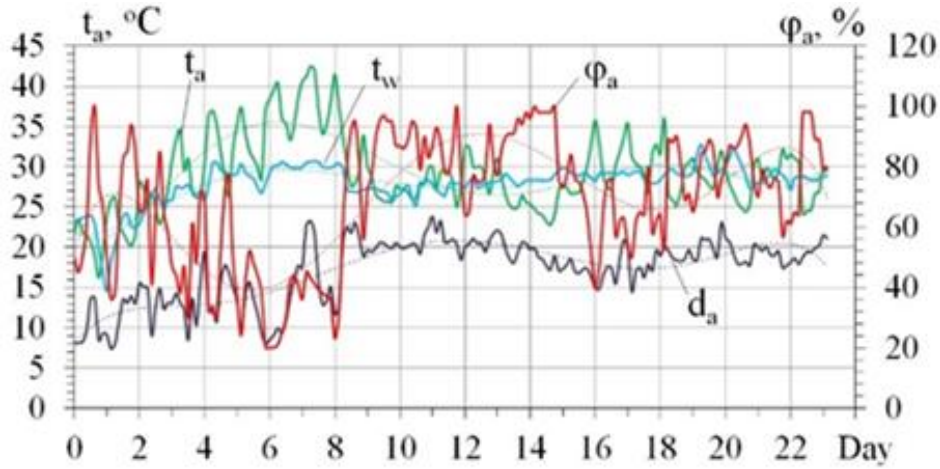


Figure 1. The variation of climatic conditions (temperature of sea water t_w , ambient air temperature t_a , relative humidity φ_a and absolute humidity d_a) during the vessel trade voyage Odessa-Shanghai

The solution with using the ACh was developed and analysed (Fig. 2). During the usage of the EGR system, some of the exhaust gases (10 - 40%) go into the scrubber recycling system (SRS). In it, they are purified by spraying water through nozzles. Then the exhaust gases are cooled in the heat

exchanger - gas cooler (heater of water for refrigerant generator of ACh), condensed vapor from exhaust gases is drained through condensate trap and cooled gases are fed by the fan to the scavenge air receiver, where gases are mixed with the scavenge air coming from the turbocharger [4].

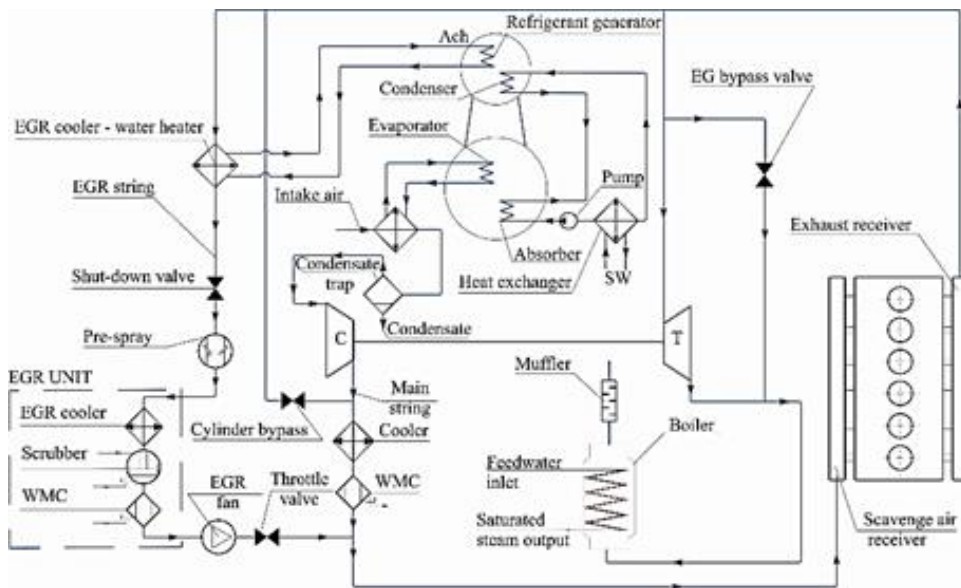


Figure 2. Scheme of EGR-technology for the two-stroke diesel engine 6G50ME-C9.6 with ACh

The calculation of the operating parameters of the heat-recovery contour based on the absorption chillers was carried out according to heat balances.

$$Q_0 = (c_a \zeta \cdot \Delta t_a) G_a, \tag{1}$$

The refrigeration capacity is calculated as:
where $\Delta t_a = t_{amb} - t_{a2}$ – decrease in air temperature; t_a – air temperature at the inlet of engine

turbocharger, °C; t_{a2} – temperature of cooled air at the air cooler outlet, °C; c_{ma} – specific heat of moist air, kJ/(kg·K); G_a – air mass flow rate, kg/s; ζ – specific heat ratio of the overall heat (latent and sensible heat) to the sensible heat removed from air during cooling.

The heat coefficient ζ is the ratio of the cooling capacity Q_0 (the amount of heat removed from the cycle air) to the amount of heat expended Q_g

supplied to the ACh from the exhaust gases or charge air:

$$\xi = Q_0 / Q_g \quad (2)$$

The values of the cooling capacity $Q_{0.15}$ required to cool the air at the engine inlet were calculated based on the decrease in its temperature from the current temperature in the engine room t_{a1} ($t_{a1} = t_{ch} + 10 \text{ }^\circ\text{C}$) to $t_{a2} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ by the value Δt_{15} , available cooling capacity $Q_{0rg(0.7)}$ taking into account the transformation of the available heat of exhaust gases $Q_{h,rg}$ into cold to the ACh:

$$Q_0 = Q_{h,rg} \cdot \zeta \quad (3)$$

SFC with EGR system on the route is 168-170 g/(kWh). In this case, the RC is $Kr = 13\text{-}15\%$. A total mass of the exhaust gases flow rate $G_g = 18\text{-}20 \text{ kg/s}$ and the flow of recirculating flue gases is $G_{g,r} = 2.8\text{-}2.9 \text{ kg/s}$. The mass flow rate of “fresh” air to the engine turbocharger is $G_a = 16\text{-}17 \text{ kg/s}$ without EGR system and with EGR system $G_{a,egr} = 13\text{-}14 \text{ kg/s}$. For the engine 6G50ME-C9.6 according to the calculations using the CEAS software package when cooling intake air for every 10 °C a reduction in specific fuel consumption is 0.109 g/(kWh·K) for every 1 °C air temperature drops.

The results of analysing the operation efficiency of recirculation gas heat-recovery ACh with coefficient of performance $\zeta = 0.6, 0.7$ show the following cooling capacity received: $Q_{0,rg(0.6)} = 595\text{-}640 \text{ kW}$ ($\zeta = 0.6$), $Q_{0,rg(0.7)} = 690\text{-}750 \text{ kW}$ ($\zeta = 0.7$). The t_{h1} temperature has been selected taking into account the risk of low-temperature corrosion. This method reduces the temperature of the air that enters the engine turbocharger: $\Delta t_{a(0.6)} = 7.4\text{-}17.2 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\zeta = 0.6$) and $\Delta t_{a(0.7)} = 9.3\text{-}21.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\zeta = 0.7$). In turn, this leads to decrease in the specific fuel consumption SFC.

Decrease in the temperature of intake air due to its cooling by the chillers leads to decrease in SFC and to the total fuel economy $\sum B_f$.

This happens during the vessel route due to decrease in the temperature of intake air at the turbocharger cooled by ACh using the heat of RG at different coefficients of performance is the following (Fig. 3): $\sum B_{f(0.6)} = 14.7 \text{ t}$ (for $\zeta = 0.6$), $\sum B_{f(0.7)} = 17.2 \text{ t}$ (for $\zeta = 0.7$) and $\sum B_{f(0.7)} = 16.5 \text{ t}$ (for $\zeta = 0.70$). This technology allows to reduce harmful emissions more than 0.2-0.3% for SO_x and NO_x , but for the system with EGR and $\zeta = 0.7$ is: $\Delta g_{\text{NO}_x(0.7)} = 26.3\text{-}39.1\%$ (4.7-6.7 g/(kWh)); $\Delta g_{\text{SO}_x(0.7)} = 9.6\text{-}14.3\%$ (1.1-1.5 g/(kWh)). Meanwhile, it should be emphasized that this enhances CO_2 emissions by $\Delta g_{\text{CO}_2(0.7)} = 1.5\text{-}1.7\%$ (6.3-9.4 g/(kWh)).

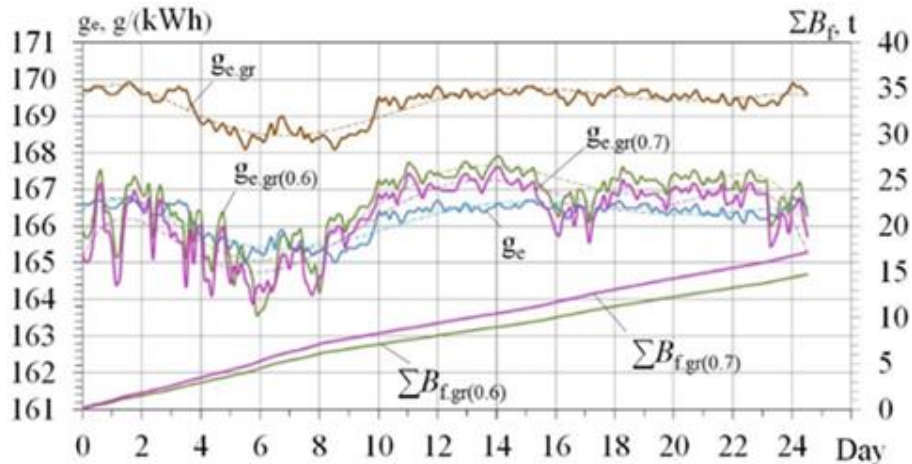


Figure 3. Variation of SFC of engine with EGR system without using its heat for engine intake air cooling $g_{e,gr}$, with using its heat for engine intake air cooling $g_{e,gr}$ at different coefficients of performance $\zeta = 0.6$ and 0.7 in ACh and SFC g_e – due to engine intake air cooling to $t_{c2} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ and $\sum B_{f,gr(0.6)}$, $\sum B_{f,gr(0.7)}$ summarized along the vessel route

For the price [5] of heavy fuel oil IFO380 370 \$/t the savings in consumed fuel cost during the ship route Odessa-Shanghai are 5439 \$ ($\zeta = 0.60$) and 6364 \$ ($\zeta = 0.70$). A vessel on this route makes up to 12 voyages per year. Then the annual savings in fuel cost will be 65268 \$ ($\zeta = 0.6$) and 76368 \$ ($\zeta = 0.70$).

Conclusion

The method of precooling intake air at the diesel engine turbocharger by ACh using the heat of recirculation exhaust gas is well actualize into ICE with EGR system. An analysis of the influence of changes in climatic conditions on the Odessa-Shanghai route on air cooling at the inlet to the turbocharger of the MAN 6G50ME-C9.6 diesel engine has been carried out.

References

- [1] Pham, V.V.: Advanced technology solutions for treatment and control noxious emission of large marine diesel engines: A brief review. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments* 42(5), 21–27 (2019)
- [2] De Serio, D., de Oliveira, A., Sodré, J. R.: Application of an EGR system in a direct injection diesel engine to reduce NOx emissions. *Journal of Physics: Conference Series* 745(3) (2016)
- [3] MAN Diesel Turbo.: CEAS Engine Calculations, <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>, last accessed 2019/06/22
- [4] Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M., Bogdanov, M., Andreev, A. (2020). Enhancing the Efficiency of Marine Diesel Engine by Deep Waste Heat Recovery on the Base of Its Simulation Along the Route Line. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering (ICTM 2019)*. *Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol. 1113, pp. 337–350. Springer, Cham https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_29
- [5] Ship & Bunker.: <https://shipandbunker.com/prices#VLSFO>, last accessed 2020/04/10

Authors' information

Maxim Pyrysunko, Candidate of Technical Science, Associate Professor of the Department of Marine Engineering, Kherson Educational-Scientific Institute of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0002-3928-7112](https://orcid.org/0000-0002-3928-7112).



Andrii Andreiev, Candidate of Technical Science, Professor, Kherson Educational-Scientific Institute of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0002-1095-0398](https://orcid.org/0000-0002-1095-0398).



Natalia Andreeva, Candidate of Pedagogical Sciences, Associate Professor, Kherson Educational-Scientific Institute of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine.



СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДІАГНОСТУВАННЯ І ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ СЕУ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Шарко О.В. [✉], Яненко А.В.

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

діагностування, залишковий ресурс, механічні властивості, технічне діагностування

Окреслено основні проблеми ідентифікації і прогнозування структурних змін матеріалів конструкцій при навантаженні, основної з котрих є відсутність кількісної оцінки змін структури з діагностичними параметрами та низька якість прогнозних оцінок, пов'язаних з неможливістю врахування всіх умов експлуатації.

Вступ

Життєвий цикл елементів СЕУ включає етапи експлуатації, технічного обслуговування та ремонту її елементів. В організації таких заходів провідна роль належить технічному діагностуванню, що дозволяє визначити технічний стан матеріалу, а також прогнозувати можливі зміни на певний період.

Надійність та працездатність експлуатації металевих конструкцій залежить від якості моніторингу технічного стану механічних властивостей. Разом з тим, у процесі експлуатації в умовах невизначеності характеру та величини навантажень відбувається відхилення властивостей матеріалів від їх нормативних значень, що потребує періодичних зупинок обладнання та проведення діагностичних робіт, термодинамічної і механічної оптимізації конструкції. При форсуванні дизеля значну увагу приділялось конструкції кришки циліндра, циліндровій втулці та поршню, а підшипники колінчастого валу залишились без змін. Тому для розуміння наскільки такі зміни вплинули на робочий діапазон підшипникових вузлів доцільно виконати їх аналіз на номінальних режимах роботи.

Актуальність досліджень

Необхідність оцінки залишкового ресурсу визначається, якщо вироблено розрахунковий термін служби устаткування, при наближенні термінів нормативної технічної діагностики, при відхиленнях в режимах експлуатації, при виконанні ремонтно-відновлювальних робіт.

Відмовлення об'єкта в період його експлуатації є наслідком погіршення під час його

міцнісних та функціональних параметрів, що відбувається внаслідок природних, фізичних та фізико-хімічних процесів у матеріалах у процесі експлуатації.

Відхилення від цих станів знижує безпеку експлуатації та ресурс, що робить завдання контролю, діагностики та прогнозування параметрів міцності експлуатованих виробів у реальному масштабі часу особливо актуальним.

Викладення основного матеріалу

Теорія визначення механічних властивостей матеріалів заснована на вивченні напружено-деформованого стану. Механічні властивості структурно-чутливі. Їх визначають, піддаючи тіло руйнуванню або необоротній деформації. Вони залежать від фазового стану і змінюються, якщо деталі випробують циклічні навантаження і знаходяться в напруженому стані нерівномірного стиснення і розтягування.

Методи оцінки ресурсів металоконструкцій ґрунтуються на аналізі швидкості розвитку процесів, які здатні призводити до відмов у процесі експлуатації обладнання. До одного з найбільш небезпечних процесів відноситься виникнення тріщин. Через це ресурс деяких елементів СЕУ обмежують часом виникнення тріщин від вихідних критичних розмірів. Для цього потрібні відомості про кінетику поширення тріщин і тріщиностійкості матеріалів[1].

Залишковий ресурс обладнання це сумарне напрацювання обладнання від моменту проведення контролю технічного стану до переходу в граничний стан. Завдання ідентифікації стану та визначення залишкового ресурсу металевих конструкцій в процесі експлуатації передбачає

спостереження за зміною механічних властивостей матеріалів при накопиченні пошкоджень.

Сучасні методи ідентифікації стану та залишкового ресурсу базуються на наступних етапах розвитку:

- визначення відхилень вимірюваних величин від їх нормативних значень;
- виділення причин появи дефектів в конструкції;
- встановлення послідовності накопичення пошкоджень;
- вимірювання контрольованих параметрів;
- аналітичні оцінки стану металевих конструкцій;
- оцінка небезпеки виявлених дефектів.

На теперішній час процес визначення стану металевих конструкцій в умовах невизначеності є актуальним. В умовах сьогодення існуючі методики та алгоритми діагностики є частково застарілими оскільки не враховують великого переліку параметрів та умов, які є в процесі експлуатації СЕУ. Окрім цього, більшість робіт присвячують впливу на матеріал одного з видів деформації в той час як при експлуатації конструкції матеріал піддається комплексному впливу складних навантажень [2].

Встановлено, що залишкові напруження мають великий вплив на втомну довговічність. Є відомості результатів досліджень з втомленості при високому багатоцикловому навантаженні, визначення напружено-деформованого стану через тензометричні виміри деформації у силових конструкціях, щодо визначенню залишкового ресурсу. За останні роки значно зросла кількість робіт, що демонструють можливості акустичної емісії в неруйнівному контролі, моніторингу, виявлення несправностей зносу і відмов станів конструкцій.

При детальній експлуатації обладнання неминуче виникають порушення працездатності його елементів, які пов'язані з наявністю змінних деформацій та складного напруженого стану матеріалу.

Залишковим ресурсом називається запас можливого напрацювання обладнання після контролю його технічного стану. Прогнозування залишкового ресурсу визначається шляхом вимірювань пошкоджень, що виникають з екстраполяцією на межі допустимих величин. Для цього необхідно знати причини втрати працездатності, спектр навантажень та умови експлуатації [3].

Визначення залишкового ресурсу матеріалу здійснюється на зразках виготовлених з контрольних вирізок в найбільш порушених ділянках конструкції. Цей метод хоча є об'єктивним, однак, зовсім не придатний для оцінки залишкового ресурсу обладнання у процесі його експлуатації.

Ймовірнісні методи оцінки залишкового ресурсу вимагають виконання умов статистичної стійкості. Залишковий ресурс визначається як математичне очікування настання події, протягом якого об'єкт матиме певне значення умов ймовірності. Вхідними для таких розрахунків є результати діагностики. Застосування ймовірнісного методу потребує значного обсягу інформації про зовнішні впливи.

Недоліками існуючих комплексів діагностики і визначення залишкового ресурсу є:

- статичність;
- необхідність обліку великої кількості різноманітних показників;
- обмеження в часі і просторі, на які розповсюджується рішення;
- неповнота і неадекватність інформації;
- низька якість прогнозних оцінок;
- неоднозначність причинно-наслідкових зв'язків;
- низька продуктивність діагностики;
- необхідність сканування і підготовки поверхні для контролю.

Боротьба з цими недоліками може бути проведена за рахунок вимірювань, створення методик ідентифікації та моделювання, програмного та математичного забезпечення [4].

Висновки

Проблема підвищення ефективності в процесі визначення стану елементів СЕУ в умовах невизначеності характеру навантажень потребує розробки нових технологій діагностування та визначення залишкового ресурсу.

Література

- [1] Голуб Е.С., Мадорский Е.З., Розенберг Г.Ш. Диагностирование судовых технических средств: Справочник. М.: Транспорт. 1982. - 144 с.
- [2] Моек Е., Штрикерт Х. Техническая диагностика судовых машин и механизмов. Л.: Судостроение. 1986. - 276 с.

[3] Васильев Б.В., Кофман Д.И., Эренбург С.Г. Диагностирование состояния судовых дизелей. М.: Транспорт. 1982. - 144 с.

[4] Половинкин В.М., Горшков В.Ф. Оценка технического состояния топливной аппаратуры судовых дизелей на основе высокочастотного акустического излучения // Сборник НТО им. акад. А.Н. Крылова. 1990. вып. 493.-43-45 с.

Відомості про авторів

Олександр Шарко, д.т.н, професор, професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна.



Артем Яценко, аспірант кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна.



АВТОМАТИЗОВАНА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ГАЗОДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОМ ЕЛЕКТРОХОДУ

Голощапов С.С., Колебанов О.К. ✉

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

газодизельні генераторні агрегати, паливна система, газозовоз, скраплений газ, двох паливний

В роботі розглянуто теоретичні та практичні аспекти розвитку технічних засобів автоматизованого керування судновими енергетичними системами з газодизель-генераторними агрегатами. Проаналізовано моделі автоматизації процесів генерування електроенергії та проведено комп'ютерне моделювання процесу роботи двопаливного газодизельного генераторного агрегату з урахуванням впливу турбонагнітача.

Розглянуто архітектуру апаратного та програмного забезпечення, розроблено практичні рекомендації щодо технічної експлуатації апаратно-програмних засобів автоматизації двопаливних генераторних агрегатів. Застосування запропонованих рекомендацій дозволяє значно підвищити якісні показники електричної енергії в судновій енергосистемі; забезпечити стабільність роботи генератора в динамічних режимах.

Вступ

Швидке зростання споживання горючих газів і розширення міжнародної торгівлі ними сприяли появі в 1950-х роках судів нового типу - газозовозів. Були створені спеціалізовані судна для транспортування зрідженого природного газу (метану, етану і ін.) і суден для доставки зрідженого нафтового газу (пропану, бутану і ін.).

Перше покоління метанозовозів комплектувалося паротурбінними установками (ПТУ). цим самим була реалізована ідея застосування парів вантажу як паливо, яка використовується в наше час. Протягом сорока років ПТУ підтверджували свої переваги, що складаються в надійності, безвідмовності, простоті обслуговування [1]. Подальше вдосконалення мембранних танків в кінці 1990-х років стало результатом значного зниження випаровування вантажу [2]. Це привело до затребуваності економічних газодизельних пропульсивних комплексів типу Wartsila, які працюють на двох видах палива, на газі та на дизелі. Газодизельні генераторні агрегати (ГДГА) виробляють електроенергію для забезпечення електрорухо газозовозів. Найчастіше на газозовозах застосовується газодизельний агрегат Wartsila 50DF – це чотиритактний, нереверсивний, дизельний двигун з

турбонаддувом і проміжним охолоджувачем, із прямим упорскуванням рідкого палива й непрямим упорскуванням газового палива [3]. Двигун може експлуатуватися в газовому або дизельному режимі.

Для безпечного транспортування зріджених газів необхідно домагатися стабілізації тиску газу в вантажних танках. Система повинна стійко реагувати на можливі впливи при зміні тиску в вантажному танку, відборі парів вантажу до споживачів низького тиску (дизель-генератори, установки повторного зрідження газів, пароспалювачі). Зважаючи на відсутність досвіду експлуатації зазначеного пропульсивного комплексу в світовому флоті, теоретичний аналіз безпеки і ефективності систем газоподачі є актуальною проблемою.

Викладення основного матеріалу

Одною із найважливіших задач, що виникають при транспортуванні скрапленого газу морем є, з одного боку, забезпечення безпеки перевезень, живучості та непотоплюваності судна, що викликає необхідність утилізації парової фракції скрапленого газу. З іншого боку, актуальною є також проблема зменшення споживання палива та більшої ефективності його

використання. Обидві задачі можуть бути вирішені завдяки впровадженню газодизельних генераторних агрегатів (ГДГА), що спроможні працювати як на рідкому паливі, так і на газоподібному. Паливна система таких (ГДГА) потребує більш досконалих систем керування, що реалізують більш складні алгоритми керування.

При розробці двигунів для газозовів ЗПГ, скрапленний газ вже є на борту, і потрібно використовувати в якості палива випарений (Boil-Off Gas - BOG) газ. Тоді система подачі газу повинна забезпечувати надходження газу від вантажного танка до головного двигуна і генераторів, що працюють на двох видах палива. Система подачі газу повинна також передбачати подачу газу до пристрою для спалювання (Gas Combustion Unit - GCU) в разі високого тиску газу в танках, що наближається до допустимої граничної величини [4].

Двох паливний газодизельний двигун є звичайним дизельним двигуном, на який встановлено додаткові пристрої для роботи з газовим паливом [5].

У двох паливному газодизельному режимі у двигун подають два палива - основне дизельне (але в істотно меншій кількості) і додаткове - заміщуюче газове. При цьому основне дизельне паливо відіграє роль "запальної" дози для запалення інтегральної газоповітряної паливної суміші.

Проблеми автоматизації газодизель-генераторних агрегатів. Ступінь заміщення дизельного палива газовим є найважливішим показником роботи двигуна в газодизельному режимі. Величина ступеня заміщення може коливатися в досить широких межах від 40% до 85% для метану й від 15% до 50% для зрідженого вуглеводневого газу [6].

Справа в тому, що запуск двигуна і його робота в режимі малих навантажень (до 20% від максимальної) здійснюється практично на чистому дизельному паливі, тому що в такому режимі дуже важко підібрати стійкі параметри подачі газу.

Далі з ростом навантаження (приблизно до 70 - 80%) іде ділянка найбільш сприятлива для газодизельного режиму, ступінь заміщення газом дизельного палива на цій ділянці максимальна й може досягати 85%. Однак з метою збереження проектного теплового режиму двигуна доводиться відставляти деяке споживання ДП для охолодження паливних форсунок.

Коли двигун виходить на повну потужність й оберти максимальні, то час робочого циклу зменшується й газ просто не встигає згоряти й системі керування газодизелем доводиться

зменшувати його подачу. Для практичних розрахунків можна використати гарантований ступінь заміщення в 50-60% для двигунів для метану й 20-50% для пропану.

Через більше високий ККД, споживання метану становить приблизно 1,1-1,4 нм³ на 1 л заміщеного дизельного палива (в 100% газового двигуна 1,3- 1,8 нм³ = 1 л. ДП).

Успішне вирішення проблем комплексної автоматизації СЕЕС (суднова електроенергетична система) пов'язане з необхідністю враховувати вплив великої кількості різноманітне діючих факторів, які задовольняють вимогам підвищення надійності, поліпшення техніко-економічних показників. Сучасним підходом до проектування та реалізації автоматизованих систем керування є використання трьохрівневої ієрархічної архітектури. Це дозволить крім безпосереднього управління електроенергетичною системою накопичувати статистичні дані про режими роботи споживачів і генераторів електроенергії, які можуть бути використані для формалізації поведінки споживачів з метою виділення характерних режимів роботи електростанції, реконфігурації СЕЕС з метою підвищення оптимальності використання генераторних агрегатів, оцінки роботи СЕЕС після застосування заходів щодо підвищення її енергоефективності [7]. Для забезпечення електромагнітної сумісності електричних мереж систем електропостачання та споживачів електроенергії також необхідно проводити контроль якості електроенергії суднова електроенергетична система [8].

Досвід випробувань й експлуатації електроенергетичних систем показує, що при паралельній роботі генераторних агрегатів (ГА) в окремих режимах проявляється нестійкість у вигляді незатухаючих коливань роторів [9].

Для побудови високоефективних систем розподілу активної потужності при наявності постійних збурюючих впливів (випадкові підключення - відключення навантаження), а також через власні коливання частоти обертання валів приводних двигунів, необхідно з достатньою для практики точністю визначити вид та параметри динамічної моделі ГДГА [10]. Загальна динамічна модель ГДГА містить в собі як механічні, так і електричні параметри. Але, оскільки електричні процеси в генераторі при відсутності управління за збудженням протікають у багато разів швидше, ніж механічні, то їх загальний вплив на динаміку системи можна не враховувати.

ГД (газодизель) не містить таких елементів, як паливна рейка, паливний насос, катаракт, механічний регулятор швидкості, а регулювання подачі газоповітряної суміші здійснюється малопотужним реверсивним двигуном постійного

струму потужністю 100 Вт, управління яким здійснюється від швидкодіючого широтно-імпульсного регулятора.

У відповідності з описом роботи ГДГА на рис. 1 зображена структурна схема, що відображає особливості роботи ГД як в статичі, так і в динаміці.

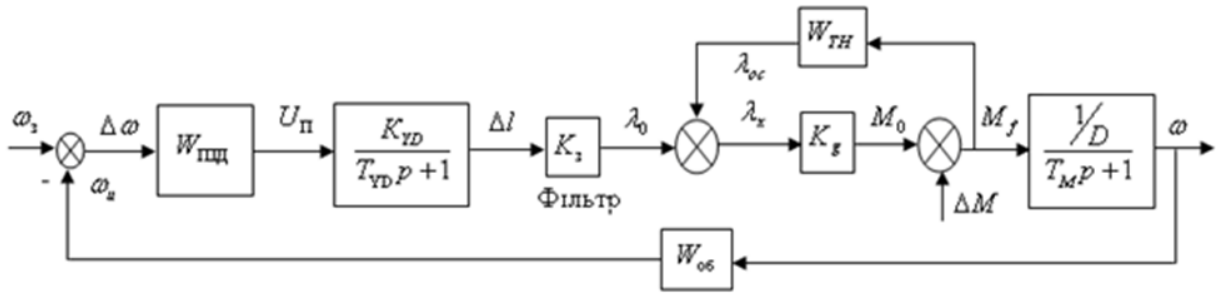


Рисунок 1. Структурна схема, що відображає особливості роботи ГД

ПД-регулятор умовно представлений передавальною функцією $W_{ПД}$. Він формує вигляд АЧХ одно контурної замкненої системи. Двигун керування паливною засувкою, спільно з самою засувкою, представлений у вигляді аперіодичної ланки першого порядку, вхідним параметром якої є сигнал з виходу ПД-регулятора, а вихідним – кількість газоповітряної суміші λ . Власне ГД представляється у вигляді двох ланок. Підсилювальна ланка K_g , що відображає перетворення потоку газоповітряної суміші в момент на валу M , та інерційна ланка першого порядку, що встановлює взаємозв'язки між обертми на валу і величиною моменту.

підводиться до останньої ланки, внаслідок чого відповідно до постійної часу $(\frac{T_E}{D})$ знижуються оберти двигуна. Зниження моменту призведе до зниження сигналів λ , відповідно, що призводить до додаткового зниження моменту M_f . Це посилює перехідний процес. Тому оберти продовжують знижуватися до тих пір, поки за допомогою головного зворотного зв'язку не буде забезпечено відповідне відкривання заслінки та збільшення кількості газоповітряної суміші.

Особливістю у даній динамічній моделі є урахування впливу турбонагнітача на роботу машини. У розглянутій динамічній структурі турбонагнітач представляється у вигляді аперіодичної ланки першого порядку з низьким коефіцієнтом підсилення, яка позитивним зворотним зв'язком охоплює власне першу ланку дизеля. Відбір потужності у вигляді крутного моменту здійснюється безпосередньо після ланки. Така спрощена структурна схема зв'язку турбонагнітача з дизелем усуває будь-який вплив обертів дизеля на роботу турбонагнітача.

При скиданні навантаження має місце зворотний процес – процес збільшення $M_f = M_0 + \Delta M$. Оберти двигуна починають зростати. У той же час, збільшення M_f призводить до зростаючого $\lambda_{ср}$, і, відповідно, $\lambda_x = \lambda_0 + \lambda_{ср}$. Цьому відповідає додаткове зростання M_f і, відповідно, обертів двигуна Ω .

При накиді навантаження відбувається миттєвий відбір моменту $M_f = M_0 - \Delta M$, що

Оптимізація параметрів регулятора газодизельного агрегату. На рис. 2 приведено динамічну модель ГД з встановленими параметрами, близькими до фізичних для розглянутих машин. З рисунку видно, що власне ГД представлений трьома послідовно з'єднаними ланками з досить великим коефіцієнтом підсилення. Ланка з позитивним зворотним зв'язком враховує впливу турбонагнітача [11].

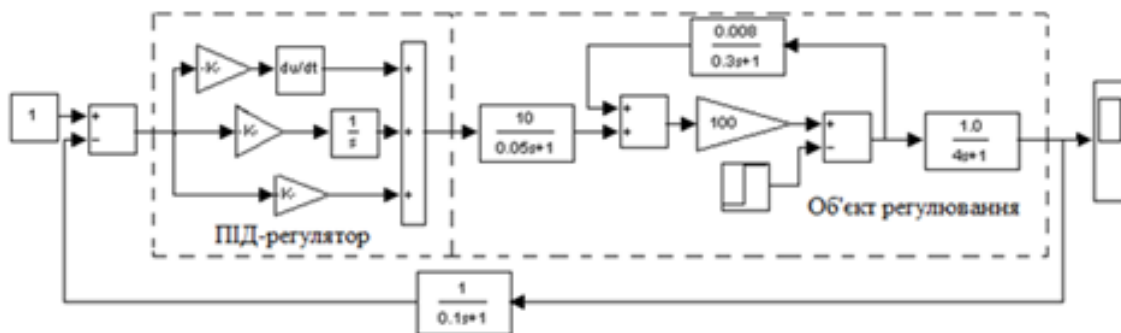


Рисунок 2. Динамічна модель газодизеля

Параметри динамічної моделі ГД визначаються з використанням методів ідентифікації та подальшим налаштуванням по адекватності перехідних процесів скидання/накидання навантаження, а також по керуванню.

По відношенню до ПД-регулятора ГД є об'єктом регулювання. Динамічні властивості об'єкта регулювання по керуючому і збурюючому впливам характеризуються кривою перехідного процесу, і відображають коливальний характер процесів з власною частотою і коефіцієнтом коливальності.

Очевидно, що при наявності збурюючих впливів на систему параметри ПД-регулятора необхідно вибрати таким чином, щоб забезпечити

такий ступінь загасання системи, що виключає в вихідному параметрі появу коливальних процесів.

З аналізу ЛАЧХ (логарифмічних амплітудно-частотних характеристик) витікає, що налаштування регулятора слід проводити не при номінальній потужності ГД, а при мінімальній потужності [10]. У цьому випадку зростання навантаження в силу зниження коефіцієнта підсилення буде приводити до зростання запасу стійкості.

На рис. 3 представлено структурну схему системи керування, що має у своєму складі регулятор з само налаштуванням [6].

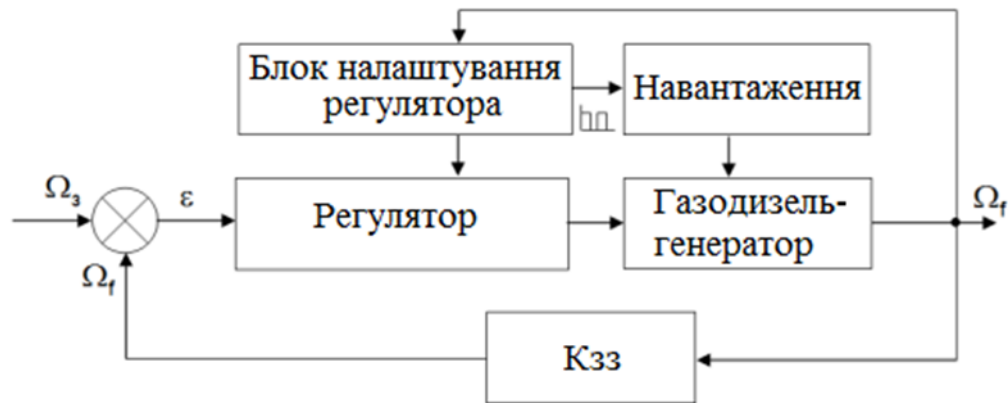


Рисунок 3. Структура системи керування ГДГА з автоналаштуванням регулятора

На рис.3 позначено: Ω_z – задана частота обертів, Ω_f – фактична частота обертів, ε – сигнал помилки. Основу системи складає цифровий ПД-регулятор.

Регулятор з налаштуванням працює наступним чином. Оператор задає вимоги, що висуваються до системи. Блок налаштування регулятора формує імпульсний сигнал, що керує підключенням і відключенням навантаження до ГДГА. Величина навантаження збільшується від 0 до 100% потужності генератора з кроком 20%. При цьому, для точного налаштування регулятора (зменшення впливу похибки вимірювань), підключення і відключення навантаження виконується для кожної точки задану кількість разів. Ідентифікація об'єкта керування виконується по експериментальній перехідній характеристиці.

Сигнали керування як пуску, стоп, вибір палива й аварійна установка під'єднані через жорстко закомутовані лінії, щоб забезпечити безпечну роботу, навіть якщо зовнішня шина обміну даними вийде з ладу при роботі двигуна.

Система електронного контролю частоти обертання інтегрована в систему автоматики двигуна. Розподіл навантаження може

ґрунтуватися на стандартних статичних характеристиках, або може здійснюватися незалежно вузлами регулювання частоти обертання без статизму. Останній спосіб регулювання відноситься звичайно до ізохронного типу розподілу навантаження. При ізохронному розподілі навантаження немає необхідності балансування навантаження, настроювання частоти або контролю навантаження/розвантаження генератора на зовнішній системі керування.

У системі регулювання по статизму кожен вузол керування частотою збільшує свою внутрішню опорну частоту, якщо вузол визначив збільшення навантаження на генераторі. Зменшення частоти в електромережі з великим навантаженням у системі приводить до того, що всі генератори пропорційне розподіляють між собою загальне збільшене навантаження. Двигуни з однаковим статизмом й опорною частотою розподіляють між собою навантаження однаково. Навантаження і розвантаження генератора здійснюється настроюванням опорної частоти кожного вузла регулювання частоти обертання. Величина статизму стандартно 4%, тобто різниця в частоті між нульовим і максимальним навантаженнями становить 4%.

В ізохронному режимі опорний сигнал частоти обертання залишається незмінним, незалежно від рівня навантаження. Обидва режими, ізохронного розподілу й статизму, є стандартними в системах керування частотою обертання, тобто можливо вибрати кожної із двох. Якщо судно має кілька розподільних секцій з переривниками між секціями, то необхідно значення стану кожного переривника для керування розподілом навантаження в ізохронному режимі.

Додатково система керування й безпеки або система виявлення відключення електроживлення може примусово перевести двигун у режим роботи в резервному режимі (подача тільки дизельного палива).

Можливо переводити працюючий двигун з режиму роботи на газі в режим роботи на дизельному паливі. При роботі до певної межі навантаження двигун можна переводити з роботи на дизельному паливі в режим роботи на газі. У певних ситуаціях спрацьовування АПС двигун автоматично переводиться з режиму роботи на газі в режим роботи на дизельному паливі (відключення подачі газу). Запит роботи в режимі на дизельному паливі завжди блокує запит роботи на газовому паливі.

Система керування й безпеки примусово переводить двигун у режим роботи в резервному режимі (незалежно від вибору режим оператором) у двох випадках:

- виявлено збій у системі запального палива (відключення запального палива);

- двигун запускається при активному сигналі відсутності електроживлення (сигнал із зовнішньої системи).

Керування переходом з режимів роботи на газовому та дизельному паливі

1. Перехід з режиму роботи на газі в режим роботи на ДП виконується при будь-якому навантаженні протягом 1 секунди. Перехід може виконуватись трьома способами: вручну, системою керування двигуном або системою газової безпеки (блокування режиму роботи на газі).

2. Перехід з режиму роботи на ДП у режим роботи на газі виконується при навантаженні двигуна нижче 80%, якщо відсутні сигнали на відключення газу, на відключення запального палива й двигун не був запущений у режимі відсутності електроживлення (у якому виключається перевірка згорання).

Не рекомендується перехід на газове паливо при низьких навантаженнях [4]. Перехід на газове паливо звичайно займає близько 2 хвилин, щоб звести до мінімуму можливість ушкодження системи подачі газу.

Двигун може працювати в режимі відсутності електроживлення, якщо він був запущений по активному вхідному сигналі відключення електроживлення або якщо відбулося відключення подачі запального палива.

Перехід у режим роботи на газі може бути зроблений тільки після перевірки згорання палива, що можливо тільки при повторному пуску двигуна.

Перевірка витоку газу в БГК виробляється автоматично перед кожним переходом на газове паливо.

Висновки

Розглянуто будову та особливості технічного використання обладнання системи керування двох паливним агрегатом Wartsila. Розглянуто математичну модель газодизель-генераторного агрегату, в якій враховано вплив турбонагнітача, нелінійні властивості і реальні параметри системи подачі палива. Виконано оптимізацію параметрів регуляторів, що забезпечують ефективно підвищення стабільності напруги та частоти в мережі СЕЕС при різко змінних навантаженнях.

Література

- [1] Кохановский К.В. Проектирование газозовозов. / К.В. Кохановский, Ю.М. Ларкин – М.: ЦРИА «Морфлот», 1981. – 48 с.

- [2] Терегулов Р. К. Транспортировка судами сжиженного природного газа/ Р.К. Терегулов, А.А. Локшина, Т.В. Дмитриева // Материалы IV Международной учебно-научно-практической конференции «Трубопроводный транспорт 2008». – Уфа: УГНТУ, 2008. – С. 73-75.

- [3] DUAL-FUEL ENGINES – WÄRTSILÄ 20DF, 34DF, 46DF AND 50DF [Електронний ресурс] / Режим доступу: <http://cdn.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines/df-engine/brochure-o-e-df-engines-2015.pdf?sfvrsn=6>

- [4] Елифанов В. С. Применение природного газа в судовых энергетических установках // Речной транспорт. – 2008. – № 4. – С. 77–84.

- [5] Васильев Ю.Н. Газовые и газодизельные двигатели [Text] : монография / Ю. Н. Васильев, Л. С. Золотаревский, С. И. Ксенофонов. – М.: ВНИИЭгазпром, 1992. – 127 с.

- [6] Ушкаренко О.О. Развитие моделей, методов та засобів автоматизованого керування автономними електроенергетичними системами: автореф. дис. док. техн. наук: 05.13.07 / О.О. Ушкаренко; Херсонський національний технічний

університет. – Херсон., 2019. –43 с.

[7] Карандашов Ю. С. Исследование режимов и разработка метода определения расчётных нагрузок судовых электростанций : автореф. дис. на соискание уч. степени канд.техн.наук.: спец. 05.09.03 «Электротехнические комплексы и системы» / Карандашов Юрий Сергеевич; С. – Петерб. гос. мор. техн. ун-т. – СПб, 2004. – 18 с.

[8] Barros J. A review of measurement and analysis of electric power quality on shipboard power system networks / J. Barros, R. I. Diego // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2016. – Vol. 62. – P. 665–672.

[9] Веретенников Л. П. Исследование процессов в судовых электроэнергетических системах. Теория и методы / Л. П. Веретенников. – Ленинград: Судостроение, 1975. – 375 с.

[10] Дорф Р. Современные системы управления /Р. Дорф, Р. Бишоп. Пер. с англ. Б.И. Копылова. –М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2002. –832 с.

[11] Галеев В. Л. Исследование характеристик дизеля с турбонаддувом и регулируемым углом определения топлива / В.Л. Галеев, И.В. Леонов // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Основа. – 1990. – № 51. – С. 15 – 20.

Відомості про авторів

Сергій Голощанов, к.т.н, доцент, доцент кафедри експлуатації суднового електрообладнання та засобів автоматики, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-5206-4610](https://orcid.org/0000-0001-5206-4610).



Олександр Колебанов, к.т.н, доцент, доцент кафедри експлуатації суднового електрообладнання та засобів автоматики, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-9618-9105](https://orcid.org/0000-0002-9618-9105).



THE EFFECT OF COMMON RAIL ENGINES IMPLEMENTATION ON NO_x EMISSION REDUCTION

Bulgakov M. 

Odessa National Maritime University, Ukraine

Abstract

Keywords:

Common Rail engines, NO_x emissions, exhaust gas recirculation, environmental impact

The implementation of Common Rail technology in marine diesel engines has significantly reduced NO_x emissions. Common Rail engines have a more precise and efficient fuel injection system, enabling better fuel combustion and reduced NO_x emissions. Additionally, they have the flexibility to adjust fuel injection pressure and timing based on engine load and operating conditions. The use of Common Rail technology with selective catalytic reduction systems can further reduce NO_x emissions. Optimizing engine load, operating conditions, and combustion chamber design, along with the use of Common Rail technology, can lead to a more sustainable and efficient industry.

Introduction

Common Rail engines have revolutionized the world of diesel engines, particularly in terms of reducing NO_x emissions. The Common Rail system allows for more precise control of fuel injection, resulting in a more efficient combustion process that produces fewer NO_x emissions.

Traditionally, diesel engines used mechanical fuel injection systems that delivered fuel to the engine in a less controlled manner. This often resulted in incomplete combustion, which produced more NO_x emissions. Common Rail technology, on the other hand, uses an electronically controlled fuel injection system that can deliver fuel at a higher pressure and with more precision. This allows for more complete combustion, which reduces NO_x emissions.

Traditional marine diesel engine technology refers to the use of mechanical fuel injection systems that are less precise and efficient compared to modern Common Rail systems. These traditional systems deliver fuel to the engine in a less controlled manner, often resulting in incomplete combustion, which produces high levels of emissions, including NO_x, SO_x, and particulate matter (PM).

In addition, traditional marine diesel engines have several limitations, including higher fuel consumption, limited control over engine speed and power, and increased maintenance requirements. These engines are also typically larger and heavier, making them less efficient and more difficult to maneuver.

Moreover, traditional marine diesel engines produce high levels of noise and vibrations, leading to discomfort and fatigue for crew members and passengers. These factors, combined with their high emissions, make traditional marine diesel engines less desirable in modern shipping operations. As a result, the industry has been moving towards more advanced and efficient marine diesel engines, such as Common Rail engines, that offer improved fuel efficiency, reduced emissions, and better control over engine speed and power.

Relevance of research

Research on the impact of Common Rail engines on NO_x emission reduction is highly relevant in the current global scenario, where reducing emissions and improving air quality are major priorities for the transportation industry. Marine diesel engines are significant contributors to air pollution, and reducing NO_x emissions from these engines is critical for meeting environmental regulations and improving public health [2]. Common Rail technology has emerged as a promising solution for reducing NO_x emissions from marine diesel engines. Understanding the effectiveness of this technology in reducing emissions and identifying ways to optimize its use is crucial for achieving sustainable and environmentally friendly marine transportation. The research in this field can help guide policy decisions and industry practices to promote the adoption of Common Rail engines and other emissions-reducing technologies. Additionally, further research and development in this

area can lead to the continued improvement and refinement of Common Rail technology for even greater NOx emission reduction and overall environmental benefits.

Presentation of the main material

Common Rail technology has several benefits in reducing NOx emissions from marine diesel engines.

Firstly, Common Rail engines have a more precise and efficient fuel injection system, which delivers fuel to the engine in a controlled manner. This precise control leads to better combustion and reduced NOx emissions.

Secondly, Common Rail engines have the capability to adjust fuel injection pressure and timing based on engine load and operating conditions. This flexibility enables the engine to optimize fuel combustion and reduce NOx emissions even further.

Thirdly, the use of Common Rail technology with selective catalytic reduction (SCR) systems can significantly reduce NOx emissions. SCR systems use a chemical reaction to convert NOx emissions into nitrogen and water, resulting in lower emissions.

Additionally, Common Rail engines have better fuel efficiency, which leads to lower fuel consumption and reduced emissions. They also have improved control over engine speed and power, making them more maneuverable and efficient in shipping operations.

Overall, the use of Common Rail technology in marine diesel engines offers several benefits, including reduced NOx emissions, improved fuel efficiency, and better control over engine performance.

Engine load and operating conditions are significant factors that affect NOx emissions in marine diesel engines.

Engine load refers to the amount of power required to operate the engine. Higher engine loads require more fuel and air to be delivered to the engine, which leads to higher temperatures and pressures within the combustion chamber. This, in turn, increases the production of NOx emissions.

Operating conditions, such as engine speed, temperature, and humidity, also affect NOx emissions. For example, low engine temperatures can lead to incomplete combustion, which produces more NOx emissions. Similarly, high humidity levels can lead to increased NOx emissions due to the presence of excess oxygen in the combustion chamber.

To reduce NOx emissions, it is important to optimize engine load and operating conditions.

Common Rail technology enables precise control over fuel injection, which allows for better combustion and reduced NOx emissions, even under varying load and operating conditions.

Moreover, the use of SCR systems can further reduce NOx emissions by converting them into nitrogen and water through chemical reactions, regardless of the engine load and operating conditions. Therefore, optimizing engine load and operating conditions, along with the use of Common Rail technology and SCR systems, can lead to significant reductions in NOx emissions from marine diesel engines.

Fuel injection pressure and timing are critical factors that affect NOx emissions in marine diesel engines.

Common Rail technology enables precise control over fuel injection pressure and timing, which can help optimize fuel combustion and reduce NOx emissions. The fuel injection pressure determines how much fuel is delivered to the engine, while the timing determines when the fuel is injected into the combustion chamber.

By adjusting the fuel injection pressure and timing, the engine can achieve more efficient fuel combustion, resulting in lower NOx emissions. This is because precise control over fuel injection enables better mixing of fuel and air within the combustion chamber, leading to a more complete combustion process and reduced emissions.

Moreover, Common Rail engines can adjust fuel injection pressure and timing based on engine load and operating conditions. This flexibility allows for optimized fuel combustion, even under varying load and operating conditions.

In addition, the use of pilot injection, which is a technique where a small amount of fuel is injected before the main injection, can also help reduce NOx emissions. Pilot injection helps to distribute fuel evenly within the combustion chamber, leading to better mixing and a more complete combustion process.

Overall, the precise control over fuel injection pressure and timing provided by Common Rail technology can significantly reduce NOx emissions from marine diesel engines, making them more environmentally friendly and sustainable.

The combustion chamber design is a crucial aspect in reducing NOx emissions in marine diesel engines. The combustion chamber is where fuel and air are mixed, and the combustion process occurs.

A well-designed combustion chamber can help to optimize fuel combustion, leading to lower NOx emissions. The chamber design affects the way

fuel and air mix and interact, as well as the temperature and pressure within the chamber.

Common Rail technology enables precise control over fuel injection, which allows for better mixing of fuel and air within the combustion chamber. Additionally, the use of advanced combustion chamber designs, such as low-temperature combustion (LTC), can further reduce NOx emissions.

LTC designs aim to reduce peak combustion temperatures by using leaner fuel-air mixtures, longer ignition delays, and advanced injection strategies. This approach can reduce NOx emissions by up to 90%, making it a promising technology for reducing emissions in marine diesel engines.

Furthermore, the use of exhaust gas recirculation (EGR) can also reduce NOx emissions by recirculating a portion of the exhaust gas back into the combustion chamber. This process reduces the amount of oxygen in the combustion chamber, which lowers combustion temperatures and subsequently reduces NOx emissions.

In summary, optimizing the combustion chamber design, along with the use of Common Rail technology, LTC designs, and EGR, can significantly reduce NOx emissions in marine diesel engines, leading to a more environmentally sustainable and efficient industry.

The implementation of Common Rail technology in marine diesel engines has led to significant reductions in NOx emissions. Here are some examples of successful implementation:

Wärtsilä engines: Wärtsilä, a leading provider of marine propulsion systems, has successfully implemented Common Rail technology in its engines. The company's dual-fuel engines, such as the Wärtsilä 31DF, use Common Rail technology to achieve low NOx emissions and high efficiency. The Wärtsilä 31DF engine can achieve NOx emissions as low as 1 g/kWh, which is well below the IMO Tier III regulations.

MAN engines: MAN, a leading manufacturer of marine diesel engines, has also implemented Common Rail technology in its engines. The company's ME-GI engines, which use a combination of diesel and gas, have achieved NOx emissions as low as 0.1 g/kWh, which is significantly below the IMO Tier III regulations. The ME-GI engines also have high fuel efficiency and low emissions of other pollutants, such as particulate matter.

Caterpillar engines: Caterpillar, a well-known provider of marine propulsion systems, has also implemented Common Rail technology in its engines. The company's MaK M 46 DF engine uses Common Rail technology to achieve low NOx emissions and high efficiency. The MaK M 46 DF

engine can achieve NOx emissions as low as 1 g/kWh, which is below the IMO Tier III regulations.

Overall, these examples demonstrate the effectiveness of Common Rail technology in reducing NOx emissions in marine diesel engines. As the shipping industry continues to face more stringent environmental regulations, Common Rail technology will likely play a crucial role in reducing emissions and making the industry more sustainable.

Numerous research studies have investigated the effectiveness of Common Rail technology in reducing NOx emissions in marine diesel engines. Here are some key findings:

A study conducted by the European Commission found that the use of Common Rail technology could reduce NOx emissions by up to 30%. The study also highlighted that Common Rail technology enables precise control of the fuel injection process, leading to better combustion and reduced emissions.

A study published in the *Journal of Marine Science and Engineering* investigated the impact of Common Rail technology on emissions from marine diesel engines. The study found that Common Rail technology significantly reduced NOx emissions, with reductions ranging from 25% to 65%. The study also highlighted that Common Rail technology can lead to better fuel efficiency and lower emissions of other pollutants, such as particulate matter.

A study conducted by the United States Environmental Protection Agency (EPA) found that Common Rail technology could reduce NOx emissions by up to 20% compared to traditional diesel engines. The study also found that Common Rail technology could lead to lower emissions of other pollutants, such as carbon monoxide and hydrocarbons.

A study published in the *International Journal of Engine Research* investigated the impact of Common Rail technology on NOx emissions from marine diesel engines under various operating conditions. The study found that Common Rail technology led to significant reductions in NOx emissions, with reductions ranging from 20% to 40%. The study also highlighted that the use of Common Rail technology in combination with exhaust gas recirculation (EGR) could further reduce NOx emissions.

Conclusion

Common Rail technology has been found to be highly effective in reducing NOx emissions in marine diesel engines. Research studies have consistently shown reductions in NOx emissions ranging

from 20% to 65% when using Common Rail engines compared to traditional diesel engines. The technology allows for precise control of fuel injection pressure and timing, leading to better combustion and lower emissions.

In addition to NOx reductions, Common Rail technology can also lead to better fuel efficiency and lower emissions of other pollutants, such as particulate matter, carbon monoxide, and hydrocarbons.

The use of Common Rail engines is expected to continue to increase in the future, driven by the need for more environmentally friendly and efficient shipping operations. Further development of the technology is also likely, with a focus on optimizing combustion and reducing emissions even further. Overall, the use of Common Rail engines is a promising solution for reducing NOx emissions in the marine industry.

References

[1] Marine Fuel Injection System Market Size, Share & Trends Analysis Report by Component (Fuel Injector, Fuel Pump, Fuel Valve, ECUs), By Application (Commercial, Defense), By Region, And Segment Forecasts, 2020 – 2027, Report Code: OMR2024871, Advanced Technologies, 80 p.

[2] Modern Marine Internal Combustion Engines. I. Bilousov, M. Bulgakov, V. Savchuk, Springer Nature Switzerland AG, 2020 - p.385, ISBN 978-3-030-49748-4, ISSN 2194-8445, DOI: 10.1007/978-3-030-49749-1

[3] An overview of climate change impacts on the society Advances in Climate Change Research, Yong-Jian Ding, Chen-Yu Li, Zeng-Ru Wang etc., Volume 12, Issue 2, 2021, p. 210-223

Authors' information

Mykola Bulgakov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Navigation and Ship Safety Department, Odesa National Maritime University, Odesa, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0002-7172-8678](https://orcid.org/0000-0002-7172-8678).



ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ МОДУЛЬНОГО ПІДХОДУ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ НА БАЗІ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ БАГАТОВІСНИХ АВТОМОБІЛІВ

Воронков О.І.¹, Авраменко А.М.^{1,2}

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

²Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, Україна

Анотація

Ключові слова:

Модульний підхід, силова установка, дизельний двигун, ефективна потужність, шитома ефективна витрата палива, енерговитрати.

В роботі розглянуто переваги використання модульного підходу до формування потужнісного ряду силових установок багатовісних автомобілів. Показано, що основною перевагою модульного підходу є зниження експлуатаційних витрат, в першу чергу витрати палива, та можливість гнучкого регулювання потужності силової установки. Також слід відзначити поліпшення характеристик багатовісного автомобіля, зокрема, маневреності та зниження температури відпрацьованих газів.

Вступ

Підвищення вимог до експлуатаційних характеристик, зокрема, маневреності багатовісних автомобілів вимагає глибокої модернізації їх конструкції. В першу чергу це стосується силової установки. Останнім часом переважає підхід по використанню гібридних силових установок на базі ДВЗ. При такому підході двигун працює у генераторному режимі (в межах 60-70% від режиму номінальної потужності), а генеруєма потужність за допомогою генератора та інвертора і акумуляторів підводиться до електромоторів, які встановлено на ведучих колесах. При цьому, в залежності від рівня навантаження, система керування розподіляє потужність і частина або направляється на зарядку акумуляторів або на електромотори ведучих коліс.

Актуальність досліджень

Стосовно енергоустановок багатовісних автомобілів, які мають потужність в межах 400 – 500 к.с. [1] має сенс розглянути варіант енергоустановки двома дизельними двигунами, кожний потужністю 300 к.с. Додаткова потужність (при виході двигуна на номінальний режим, а також з використанням енергії акумуляторів) буде задіяна для забезпечення маневреності автомобіля при збільшенні його ваги (більша маса акумуляторів та сумарної маси двох двигунів з трансмісією).

При низькому рівні навантаження система керування вимикає один з двигунів, що дозволяє

знижити витрати палива та зменшити нагрів моторно-трансмісійного відсіку. Робота двигуна у генераторному режимі також сприяє зменшенню витрати палива, поліпшенню екологічних показників та зниженню температури відпрацьованих газів.

Викладення основного матеріалу

В якості об'єкта дослідження в роботі розглядається дизельний двигун типу 6Ч 15/15. Основні технічні характеристики двигуна наведено у табл. 1.

Таблиця 1. Основні технічні характеристики досліджуваного двигуна

№	Параметр	Од. вим.	Значення
1	Номінальна потужність, N_e	к.с.	300
2	Частота обертання, що відповідає режиму номінальної потужності, n	хв ⁻¹	2600
3	Діаметр циліндра, D	мм	150
4	Хід поршня, S	мм	150
5	Ступінь стиснення, ϵ	–	15,8
6	Робочий об'єм	л	15,9
7	Вага	кг	665
8	Габаритні розміри (Д×Ш×В)	мм	791×1150×748

Принципова схема модульної силової установки на базі дизельних двигунів для багатовісних автомобілів наведена на рис. 1.

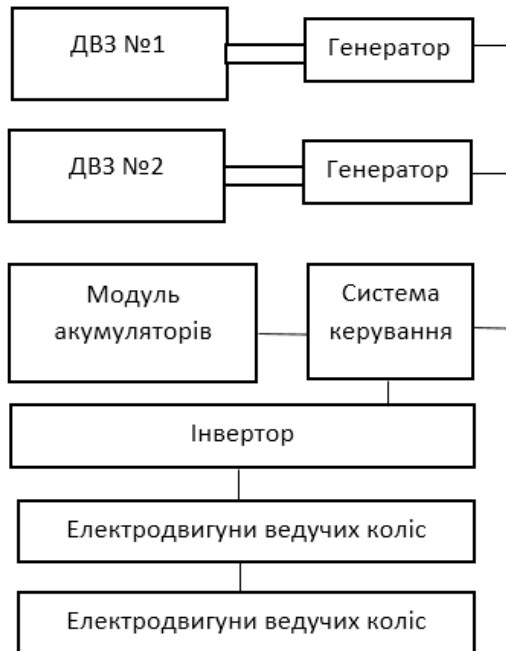


Рисунок 1. Принципова схема модульної силової установки

Для дослідження характеристик двигуна було проведено розрахунок робочого процесу на режимі номінальної потужності та на режимі 70% від режиму номінальної потужності (генераторний режим).

Результати розрахунку наведено в табл. 2.

Таблиця 2. Результати порівняльних досліджень

№	Параметр	Од. вим.	Значення
1	Ефективна потужність, N_e	к.с.	300/210*
2	Питома ефективна витрата палива	г/кВт·год	239,3/255,3*
3	Ефективний ККД	-	0,355/0,332*
4	Годинна витрата палива	кг/год	52,87/39,97*
5	Максимальний тиск згоряння	МПа	9,86/8,58*
6	Температура відпрацьованих газів	°C	512/417*

* - в генераторному режимі

Як видно з наведених результатів (табл. 2) в генераторному режимі двигун споживає менше

палива, має менший максимальний тиск згоряння і меншу температуру відпрацьованих газів, що дуже важливо для багатовісних автомобілів.

Висновки

По результатам проведеного порівняльного дослідження встановлено наступне:

- робота дизельних двигунів в генераторному режимі дозволяє підвищити паливну економічність та ресурс двигуна у порівнянні з типовою експлуатацією у широкому діапазоні частот обертання колінчастого валу та навантаження;
- використання двох двигунів у складі гібридної силової установки дозволяє вимикати один при зниженні рівня навантаження (для зниження витрат палива), а у випадку виходу одного з двигунів з ладу – продовжити рух на одному двигуні та акумуляторах;

Література

[1] Podrigalo M., Dubinin Y., Molodan A., Polianskyi O. "New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units," SAE Technical Paper 2020-01-2014, 2020, <https://doi.org/10.4271/2020-01-2014>.

Відомості про авторів

Олександр Воронков, д.т.н., професор, завідувач кафедри ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8389-2459](https://orcid.org/0000-0002-8389-2459).



Андрій Авраменко, д.т.н., старший дослідник, завідувач відділу водневої енергетики, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, доцент кафедри ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-8130-1881](https://orcid.org/0000-0001-8130-1881).



ОСОБЛИВОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ТА ПРИВОДУ КЛАПАНІВ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДВОТАКТНИХ ДВИГУНІВ БЕЗ ІНТЕГРАЦІЇ ДОДАТКОВИХ СИСТЕМ У ЙОГО КОНСТРУКЦІЮ

Варбанець Р.А.¹, Кирнац В.І.¹✉, Брусник Р.О.¹, Холденко В.І.¹, Мазур Т.М.²

¹Одеський національний морський університет, Україна

²Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», Україна

Анотація

Ключові слова:

діагностика, двотактний двигун, датчик вібрації, паливна форсунка, випускний клапан.

Ідентифікація типу несправності за допомогою лише індикаторних діаграм для аналізу може бути складним завданням. Вдосконалений аналіз діаграми тиску впорскування палива вирішує проблему, але це вимагає інтеграції додаткового обладнання в системах двигунів. В умовах експлуатації суден, що забезпечують такі додаткові вимірювання, як правило, заборонені зміни конструкції двигунів, відповідно до Правил ІМО та класифікації товариств. Альтернативний підхід до прямих вимірювань – це застосування неруйнівних методів. Магнітні датчики вібрації можуть бути легко встановлені на бажаному місці, що забезпечує швидке вимірювання. Важливо, щоб вібраційна діаграма та індикаторна діаграма реєструвались синхронно і могли бути проаналізовані паралельно, що дозволяє більш точно виявлення можливої несправності.

Вступ

Надійна роботи морських дизельних двигунів може бути забезпечена за допомогою періодичного контролю та моніторингу двигуна. Визначення параметрів робочого процесу для кожного циліндра двигуна допомагає внести необхідні коригування для забезпечення ефективності роботи двигуна, встановлення розподілу навантаження циліндром двигуна та виявлення ранніх небезпечних тенденцій. Індикаторні діаграми, $P(V)$, $P(deg)$, аналіз, яких ґрунтується на обстеженні їх форми разом з основними параметрами, такими як P_{max} , P_{comp} , $IMEP$, точка запалювання тощо, можуть забезпечити виявлення ряду можливих несправностей. Наприклад такі: неправильні терміни введення палива або розподіл палива, неправильні терміни розподілу газу, витоки клапанів тощо. Слід зазначити, що різні несправності можуть мати однакове відображення на індикаторній діаграмі. Наприклад, пізніе впорскування палива та обладнання для введення палива носять результати при одній і тій же зміні форми діаграми; зниження тиску стиснення P_{comp} може

бути спричинене або за допомогою зносу циліндрів, або пошкодження поршневих кілець, або витоку випускного клапана, або неправильного терміну витяжного клапана. Інше питання полягає в тому, що багато несправностей на їх ранніх стадіях можуть призвести лише до незначного відображення на індикаторній діаграмі, однак їх виявлення є важливим.

Актуальність досліджень

Відобразити особливості діагностування паливної апаратури, роботи форсунки та приводу клапанів газорозподілу сучасних двотактних двигунів за допомогою паралельного аналізу вібродіаграм та індикаторної діаграми

Викладення основного матеріалу

Приклад записаних діагностичних даних представлений на рис. 1 і стосується суднового дизельного двигуна MAN 6S60MC-C, що працює на максимальній безперервній потужності

(MCR). Для точного визначення верхньої мертвої точки використовується спеціальний алгоритм [1].

У таблиці 1 наведені основні параметри робочого циклу двигуна, отримані в результаті процедури діагностики. Датчик тиску в циліндрі кріпиться до індикаторного клапана за допомогою адаптера Томпсона [2]. Датчик вібрації встановлюється послідовно в таких точках: задній кінець паливної форсунки;

корпус випускного клапана; вихід паливного насоса високого тиску. Кожне вимірювання включає синхронний запис діаграми тиску в циліндрі, $P(deg)$, і діаграми вібрації. Сукупний аналіз індикаторної діаграми та діаграми коливань дозволяє визначити затримку запалювання палива, різницю між геометричним і фактичним моментом упорскування палива (ΔG), що є показником зносу апаратури впорскування та якості розпилення палива.

Таблиця 1. Параметри робочого циклу, що визначаються процедурою діагностики [5]

$P_{max} (Pz)$	Максимальний тиск згорання при відповідному куті кривошипа, бар/°CA
P_{comp}	Тиск стиснення, бар
$IMEP (MIP)$	Індиційований середній ефективний тиск, бар
$IPOWER$	Індиційована потужність циліндра, кВт
$P_{ignition}$	Тиск запалювання та відповідний кут кривошипа, бар/°CA
$P_{exp} (P36)$	Тиск на 36° CA після ВМТ
<i>Fuel Injection Timing</i>	Фактичний і геометричний час впорскування палива, °CA
<i>Valves Timing</i>	Час відкриття і закриття клапанів, °CA
<i>Fuel Ignition Delay</i>	Затримка запалювання між упорскуванням палива та початком горіння, °CA/мс
ΔG	Різниця між фактичним і геометричним моментом уприскування палива, °CA

Розташування датчика вібрації на задній частині паливної форсунки та корпусі випускного клапана також показано на рис.1. Слід зазначити, що в більшості випадків, згідно з досвідом авторів, встановлення датчика вібрації на задній частині форсунки дозволяє реєструвати обидва сигнали – як від паливної форсунки, так і від випускного клапана.

Як результат вимірювань, сигнали обох датчиків обробляються для створення накладеної діаграми – червона лінія для тиску в циліндрі $P(deg)$ і зелена лінія для сигналу вібрації. Обробка вібраційного сигналу включає методи частотної фільтрації та амплітудної демодуляції.

Розглядаючи деякі деталі схеми датчика вібрації, слід зазначити наступне. Оскільки високий тиск палива з ТНВД перевищує натяг пружини паливної форсунки, голка форсунки піднімається вгору, вдаряючись у верхній обмежувач. Удар голки по обмежувачу породжує специфічні вібрації із затуханням коливань. Обробка цього сигналу за допомогою програми амплітудної демодуляції дає момент підйому паливної форсунки – «Needle Up» на рис. 1. Після припинення подачі палива з боку ПНВД тиск палива на вході у форсунку падає, тому пружина закриває голку, і вона вдаряється об сідло, генеруючи ще один вібраційний імпульс – «Needle Down». Слід зазначити, що передні фронти оброблених вібраційних

сигналів представляють повне відкриття та повне закриття паливної форсунки. Отже, впорскування палива починається трохи раніше першого імпульсу, однак випередження досить невелике – близько 0,1...0,3 °CA, і кількість палива, що впорскується в цей період, зазвичай менше 3 % від загальної кількості впорснутого палива [2,4]. Таким чином, у більшості випадків моменти «Needle Up» та «Needle Down» представляють фактичний час уприскування палива.

Попередньо підігріте важке паливо циркулює в паливній трубі високого тиску через паливну форсунку. Інженери MAN застосували це рішення, щоб уникнути утворення відкладень і збивання. Циркуляція палива відбувається між періодами упорскування палива. Безпосередньо перед початком упорскування, коли тиск палива в насосі високого тиску досягає приблизно 10 бар, клапан циркуляції палива закривається і відкривається одразу після завершення впорскування, а тиск палива в трубі високого тиску падає нижче 10 бар. Датчик вібрації дозволяє визначити час відкриття та закриття циркуляційного клапана, надаючи цінну діагностичну інформацію для кожної паливної форсунки (зазвичай дві або три форсунки встановлюються на циліндр морського двотактного двигуна, і ймовірність якоїсь несправності упорскування є відносно високою).

Підсумовуючи, датчик вібрації визначає наступні моменти часу, що стосуються роботи паливної форсунки:

- «зупинка циркуляції палива» – закриття клапана циркуляції палива;
- «Needle Up» – повний підйом голки інжектора;
- «Needle Down» – закриття голки інжектора;
- «почати циркуляцію палива» – відкривається циркуляційний клапан.

Фази відкриття та закриття випускного клапана також визначається датчиком вібрації. У більшості випадків сигнал може бути

записаний із задньої частини паливної форсунки, тому немає необхідності змінювати положення датчика під час вимірювань. Аналіз вібраційного сигналу випускного клапана допомагає виявити технічний стан системи газорозподілу, зокрема клапанів заслінок, і підтвердити правильність регулювання фаз газорозподілу. Повне закриття випускного клапана відбувається в кінці його зворотного руху і відбувається під впливом гідравлічного демпфера, який встановлений для пом'якшення удару клапана при його зіткненні з сідлом клапана. Час відкриття та закриття випускного клапана також визначається датчиком вібрації.

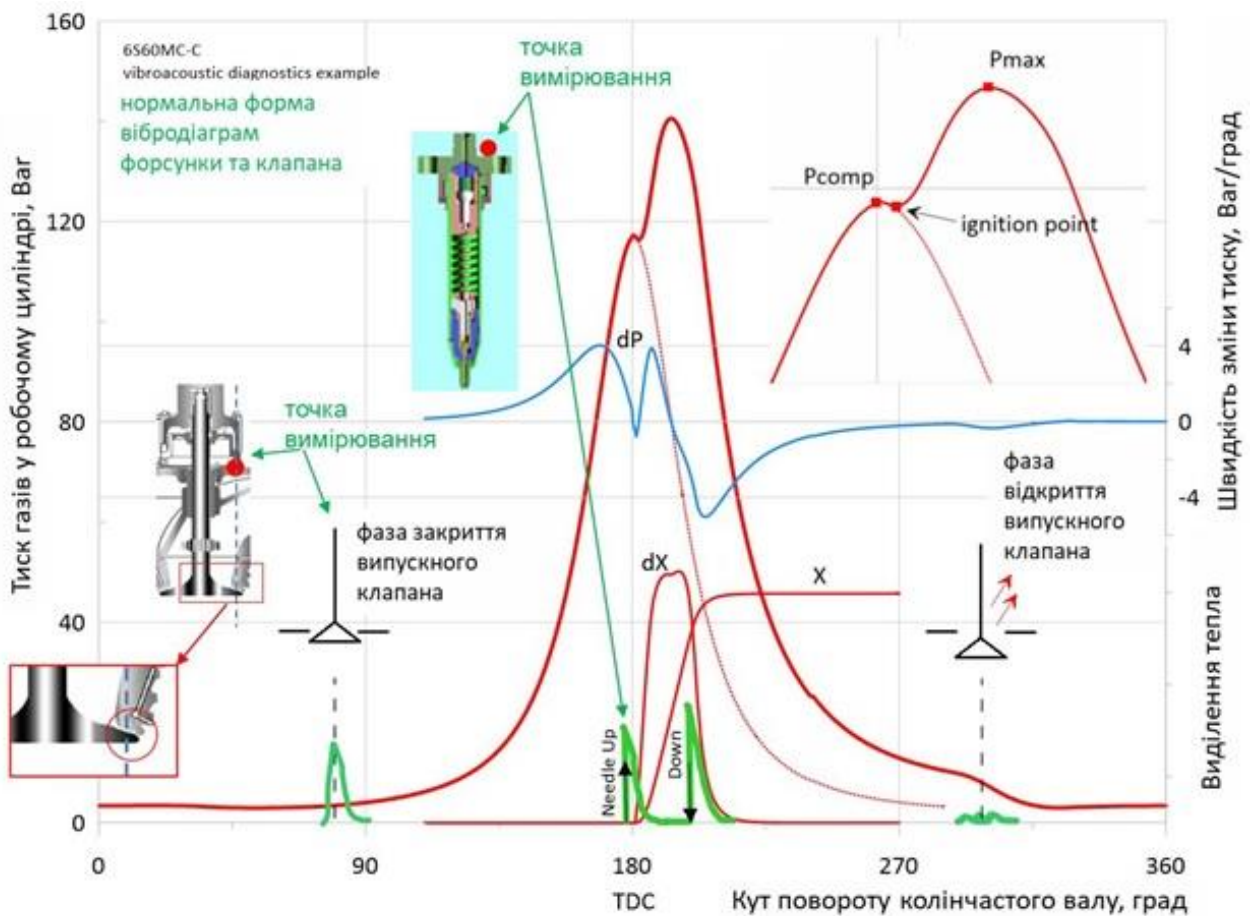


Рисунок 1. Приклад діагностичних даних, які включають накладені діаграми зазначеного процесу (червона лінія) і вібродіаграми паливної форсунки та випускного клапана.

У більшості випадків сигнал може бути записаний із задньої частини паливної форсунки, тому немає необхідності змінювати положення датчика під час вимірювань. Аналіз вібраційного сигналу випускного клапана допомагає виявити технічний стан системи газорозподілу, гідравлічного демпфера, і підтвердити правильність регулювання фаз газорозподілу. Повне закриття випускного клапана відбувається в кінці його зворотного руху і відбувається під впливом гідравлічного

демпфера, який встановлений для пом'якшення удару клапана при його зіткненні з сідлом клапана. Гідравлічний демпфер затримує закриття випускного клапана на його дуже пізній стадії приблизно на 10-12 °СА. Як наслідок, типовий час зареєстрованого закриття клапана становить приблизно 90 °СА або навіть пізніше, тоді як з точки зору процесів газообміну клапан закривається раніше. Приклади записаного часу відкриття та закриття випускного клапана наведено на рис. 1. Варто

зазначити, що окрім запропонованої технології діагностика ГРМ потребує складного обладнання, яке доступне переважно в лабораторних умовах, а не при експлуатації двигуна.

Висновки

Поеднальний аналіз індикаторних діаграм синхронно записаних із сигналами датчика вібрації з обладнання для введення палива та механізмом випускних клапана забезпечує цінну інформацію про діагностику. Магнітний датчик вібрації дозволяє оцінити:

- підйом та опускання голки форсунки;
- термін циркуляції палива у системі;
- термін подачі палива;
- час відкриття та закриття випускних клапанів.

Література

- [1] Varbanets, R.A., Zalozh, V.I., Shakhov, A.V., Savelieva, I.V., and Piterska, V.M., 2020. Determination of top dead centre location based on the marine diesel engine indicator diagram analysis. *Diagnostyka*, 21(1), pp.51-60. <https://doi.org/10.29354/diag/116585>.
- [2] Varbanets, R., 2010. Diagnostic control of the working process of marine diesel engines in operation. Dissertation of the Doctor of Technical Sciences. Odessa National Maritime University.
- [3] Neumann, S., 2001. High temperature pressure sensor based on thin film strain gauges on stainless steel for continuous cylinder pressure control. CIMAC Congress. Hamburg. Digest, pp. 1-12.
- [4] Heywood, John B, 1988. Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill Publ., New York. 930 p.

Відомості про авторів

Роман Варбанець, д.т.н., професор, завідувач кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-6730-0380](https://orcid.org/0000-0001-6730-0380).



Владислав Кирнац, к.т.н., доцент кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8308-7994](https://orcid.org/0000-0002-8308-7994)



Роман Брусник, асистент кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8308-7994](https://orcid.org/0000-0002-8308-7994)



Володимир Холденко, аспірант PhD, старший викладач кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-0071-7055](https://orcid.org/0000-0003-0071-7055)



Тетяна Мазур, аспірантка PhD, старший викладач, Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», Ізмаїл, Україна, [ORCID ID: 0009-0008-7816-145X](https://orcid.org/0009-0008-7816-145X)



ЗБІЛЬШЕННЯ ТЕРМІНУ СЛУЖБИ ФОРСУНОК СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Булгаков М.П. 

Одеський національний морський університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

голка, важке паливо, розпилювач, температура, охолодження.

У статті розглянуто основні причини виникнення проблем з форсунками та розпилювачами, які можуть призвести до негативних наслідків для роботи двигуна. Досліджено конструктивні характеристики розпилювачів та їх конічного ущільнення, які впливають на їх ресурс та якість виготовлення. Доведено, що підйом голки, енергія пружини, діаметр та кут нахилу запірного конуса, ширина та шорсткість ущільнювального паска є ключовими параметрами, які взаємопов'язані та можуть бути оптимізовані для поліпшення ресурсу конструкції. Робота містить рекомендації для покращення конструкції розпилювачів та ущільнень для забезпечення стійкої та ефективної роботи двигуна.

Вступ

Досвід експлуатації та статистичні дані свідчать про те, що найменш довговічною ланкою дизельного двигуна є паливна апаратура, на частку якої припадає велика частина всіх відмов двигуна. Це підтверджується і малими середньостатистичними термінами служби елементів паливної апаратури. При цьому найчастіше виходять з ладу розпилювачі форсунок, на частку яких припадає за різними оцінками від 30% до 90% всіх відмов по двигуну. При цьому його основний вузол - конічне ущільнення виходить із ладу більш ніж в 30 % усіх випадків. Середній час наробітку на відмову для різних розпилювачів коливається від 500 до 4000 годин [1]. Це пов'язано з конструктивними особливостями, з технологією виготовлення, особливостями монтажу й експлуатації розпилювачів

Актуальність досліджень

На основі накопиченого досвіду експлуатації суднових дизелів можна виділити ряд ключових заходів, які допоможуть зберегти працездатність паливної апаратури дизелів. Оскільки дизелі працюють на високов'язких паливах, заходи щодо підвищення надійності ПА повинні спрямовуватися на зменшення теплового навантаження на корпусні деталі та

покращення змащення прецизійних деталей.

Викладення основного матеріалу

При використанні важкого палива, температура розпилювача підвищується внаслідок загального підігріву палива, що може збільшитися через дроселювання палива при нагнітанні по каналах паливної системи та форсунок на режимах повних навантажень. Проте, температурний режим розпилювача має дуже вузькі оптимальні межі надійної роботи на важких паливах. Якщо температура розпилювача занадто висока (більше 180 °С), починається розкладання палива, а соплові отвори починають закоксуватися. Для роботи на важкому паливі необхідно охолоджувати розпилювач форсунок, оскільки деякі сталі для розпилювачів змінюють свою твердість при температурах понад 200 °С. Проте, при переохолодженні форсунок нижче 110 °С відбувається конденсація вологи, що може призвести до корозії розпилювача. Таким чином, для забезпечення якісного розпилювання палива, необхідно мати систему охолодження форсунок, що забезпечуватиме надійність та тривалу роботу розпилювача. Отже, щоб забезпечити ефективну роботу розпилювача на важкому паливі, необхідно вирішити дві основні проблеми: підвищення температури розпилювача та його конденсацію.

Для зниження температури розпилювача можна використовувати охолоджувачі, такі як вода або масло, що циркулюють через систему охолодження. Це дозволяє збільшити час роботи розпилювача та запобігти його руйнуванню від надмірного нагрівання.

Щодо конденсації, можна використовувати нагрівачі для попередження занадто низьких температур у форсунках. Це дозволяє уникнути конденсації вологи на розпилювачі та запобігти його корозії.

Крім того, для забезпечення якісного розпилювання палива необхідно регулярно проводити технічне обслуговування та очищення розпилювача від накипу та інших відкладень. Це допоможе зберегти ефективність розпилювання та збільшити термін його роботи.

У ідеальному випадку система накачування повинна забезпечувати видалення палива з усієї лінії нагнітання, включаючи паливний насос високого тиску, трубопровід високого тиску та форсунку. Проте на практиці такі

системи ще не існують через складність обладнання для утримання палива. Зазвичай відомі конструкції мають один паливопровід високого тиску з найбільшими обсягами внутрішніх порожнин порівняно з іншими елементами лінії нагнітання.

Ще однією причиною перегріву та закоксування розпилювачів є проникнення газів з циліндра двигуна під голку розпилювача. Це можливо в тому випадку, коли тиск газів перевищує тиск палива під голкою розпилювача. Навіть при тому, що тиск відкриття голки зазвичай в 1,5...2 рази вищий за тиск палива, це може статися під час коливальних явищ у паливному трубопроводі високого тиску та при підскоках голки за рахунок сил пружності, що викликають підвприски палива (рис. 1) [2]. У разі виникнення такої ситуації на голці форсунки утворюється нагар, який з часом збільшує свій обсяг та переміщується вздовж направляючої за допомогою зазору, затвердіває та може призвести до застрягання голки, що має негативний вплив на роботу двигуна.

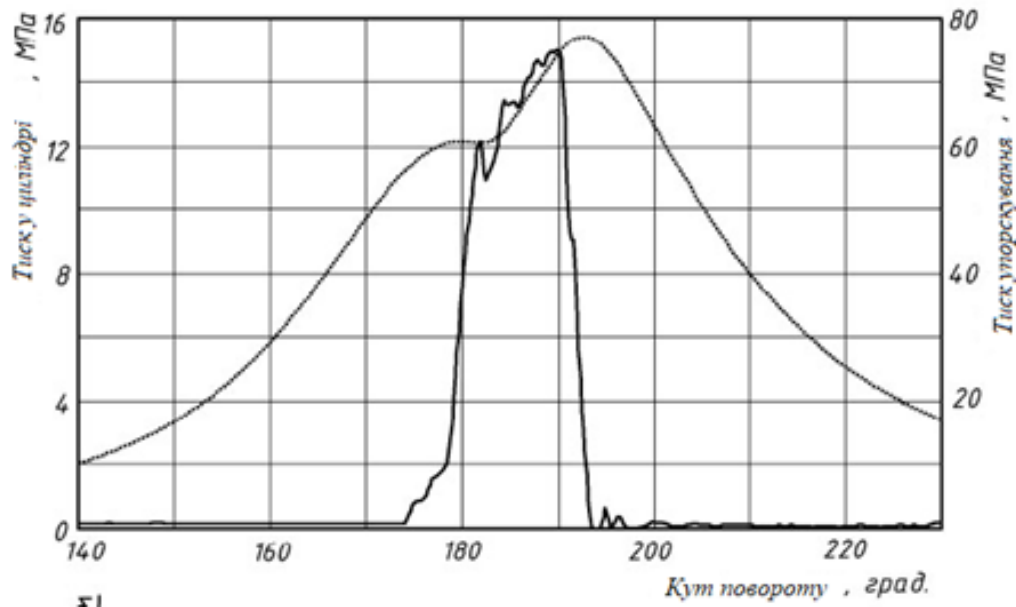


Рисунок 1. Осцилограма тиску палива у форсунці та тиск газів у циліндрі

У разі виникнення такої ситуації на голці форсунки утворюється нагар, який з часом збільшує свій обсяг та переміщується вздовж направляючої за допомогою зазору, затвердіває та може призвести до застрягання голки, що має негативний вплив на роботу двигуна.

Якщо на стенді обпресування виявлено порушення ущільнювальних властивостей розпилювача, що проявляється як "м'яве упорскування", то на двигуні це проявиться підвищеною температурою вихлопних газів, більшою димністю та збільшенням витрат палива. Це може призвести до закоксування

отворів сопел та застрягання голки. Однією з основних причин закоксування є некоректна паливоподача, особливо в кінцевій фазі.

Висновки

Аналіз конструктивних характеристик розпилювачів форсунок та їх кінцевого ущільнення дозволяє зробити висновок про наявність можливостей для поліпшення ресурсу. Якість виготовлення кінчних ущільнень розпилювачів є ключовою. Виявлено, що максимальний підйом голки,

енергія стислої пружини, діаметр підстави запірного конуса, кут нахилу конуса, ширина ущільнювального паска та його шорсткість впливають на ресурс конічного ущільнення. Більше того, ці параметри взаємопов'язані, що дає можливість оптимізувати їх характеристики для отримання конструкції конічного ущільнення з високим ресурсом.

Література

[1] Толмачев А. В. Повышение ресурса распылителей форсунок судовых дизелей Автореф. дис. кан. наук. – Калининград.: 2000. – 26 с.

[2] Bulgakov M.P. Increasing the diagnostics efficiency of the fuel supply system of marine engine / M.P. Bulgakov / Матеріали міжн. наук. - практ. конф. Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. 10-а Міжнародна науково-практична конференція. – Херсон.; Вид-во Херсонська державна морська академія, 2019. – С. 11-13

Відомості про авторів

Микола Булгаков, к.т.н., доцент, доцент кафедри судноводіння та суднової безпеки, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-7172-8678](https://orcid.org/0000-0002-7172-8678).



ЧИСТЕ ПОВІТРЯ САЛОНУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ – ЗАПО- РУКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ ПАСАЖИРІВ

Кравцов М.М. [✉]

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

якість повітря в салоні, автомобілі з кондиціонером, холодний хід двигуна, леткі органічні сполуки (ЛОС).

Багато людей проводять подовгу часу кожен день в закритих транспортних засобах і мають порівняно обмежені дані про якість повітря в їх салонах, ефективність роботи автомобільних кондиціонерів та очищення повітря.

Досліджені десятки транспортних засобів на наявність утворення твердих частинок летких органічних сполук монооксидів (СО) та діоксидів вуглецю (СО₂), переносимих по повітрі бактерій і грибів під час роботи двигунів. Встановлено, що тверді частинки летучих органічних сполук знижують ефективну та безпечну роботу водіїв транспортних засобів та комфортне перебування пасажирів.

Рівні угарного газу (СО) у салонах перевірених транспортних засобах були нижче рекомендованого рівня якості повітря приміщень. Рівень органічних сполук на холодному ходу був вище ніж у час руху, хоча час за який пасажирів проводять в транспортних засобах невеликий, однак потенційний вплив високих рівнів забруднення салонів остається великим.

Вступ

У наступний час все більша кількість транспортних засобів виробляється та реалізується для населення з сучасними джерелами очистки повітря в нутрі їх салонів, кондиціонерами та іншими очисниками для підтримання комфортну, оптимальної температури, вологості та змішування потрапляння забрудненого зовнішнього повітря у салоні. Де які дослідження, наприклад японських автомобілів виявили, що загалом 275 органічних сполук було виявлено в мікросередовищі салонів пов'язаних з матеріалами інтер'єру. Канцерогенні органічні сполуки, наповнювачі, бензол, толуол та інші токсичні гази, оксид вуглецю (СО) і оксид азоту (NO_x), а також залишковий тютюновий дим також викликають занепокоєння.

У який-то час в салоні виявляються хімічні забруднення та виявлені біологічні збагачення у виді бактерій, грибів та їх біологічних продуктів, наприклад, ендотоксини та бактерії і бета-глюканіони. Мікробні запахи є однією із самих важливих проблем, які можуть бути виявлені не відразу. Багато з цих забруднювачів є особливо небезпечними для людей з проблемами дихання або серцевими захворюваннями.

Окрім зовнішнього середовища автомобіля, на якість повітря в салоні може вплинути вік та технічне обслуговування автомобіля, використання різних хімікатів для очищення й освітлення повітря, а також використання автомобіля, наприклад відкривання чи закривання вікон і використання різних режимів вентиляції [1].

Актуальність досліджень

В Україні транспорт є джерелом приблизно 12% викидів парникових газів, які спричиняють зміну клімату. У країнах із вищим ВВП на душу населення частка викидів від автотранспорту ще вища, тож з економічним розвитком Україна може очікувати подальшого збільшення викидів від авто.

Необхідно відмітити, що гостро стоїть проблема забруднення не тільки атмосферного повітря, але і повітря салону автотранспортного засобу (АТС). Під впливом автотранспорту на навколишнє середовище потрібно розуміти вплив його на гідросферу, атмосферу, здоров'я населення. Згідно Законодавства України "Про охорону праці", кожний громадянин має право на сприятливе навколишнє середовище,

кожний зобов'язаний зберегти природу і навколишнє середовище, дбайливо відноситися до природних багатств, які є основою стійкого розвитку, життя і діяльності народів, що проживає на території України [2].

У середньому один автомобіль за рік експлуатації виділяє в атмосферу біля 200 кг CO, 60 кг NO_x, 40 кг C_xH_y, 3 кг металевого і гумового пилу, 2 кг SO₂, 0,5 кг Pb, а також до 2 г бенз(а)пірену. Все це супроводжується виділенням великої кількості теплоти (до 60 ГДж) і акустичним забрудненням. На навколишнє середовище негативний вплив, що все збільшується транспортний комплекс надає як на локальному і регіональному, так і на глобальному рівні. На локальному рівні - токсичні викиди і скиди в атмосферу і гідросферу, насамперед, великих міст, в яких зосереджена велика частина автотранспорту, акустичні і вібраційні впливи легкового і вантажного автотранспорту на прилеглі до автотрасам населені пункти, забруднення акваторій і підземних вод, забруднення ґрунтів, особливо вдовж автомобільних доріг. На регіональному рівні - випадання кислотних дощів через викиди оксидів азоту і сірки двигунами транспортних машин, висновок з сільськогосподарського обороту земель вдовж автомобільних трас, а також земель під об'єктами видобутку корисних копалин, що використовуються при виробництві і експлуатації об'єктів автотранспортного комплексу. Вплив на глобальному рівні також пов'язаний з впливом автотранспорту на озоновий шар, з парниковим ефектом.

Крім того, забезпечення виробництва і експлуатації транспортних машин пов'язане з щорічним переміщенням мільярдів тон гірських порід. Об'єм викидів забруднюючих речовин в атмосферне повітря від автомобільного транспорту перевищує такий від всіх інших джерел, особливо у великих містах. Дана обставина негативно позначається на здоров'ї міського населення.

Шкідливий вплив автотранспортного засобу на людину потрібно оцінювати не тільки по фоновому забрудненню повітря, забрудненню повітряного середовища над проїжджою частиною доріг, але і як виявилось в салонах автомобільних транспортних засобів, оскільки забруднення повітряного середовища над проїжджою частиною доріг значно вище фонового, а в салонах АТС воно може бути в декілька разів більше, ніж зовні [3].

Викладення основного матеріалу

Розглянемо деякі салонні фільтри які можуть очистити повітря та зберегти працездатність і здоров'я пасажирів транспортних засобів.

Салонні фільтри були вперше представлені у європейських автомобілях у 1980-х роках. З того часу вони стали стандартною платою за проїзд на всіх легкових та вантажних автомобілях, що експлуатуються у різних державах Світу. У повітрі багато шкідливих забруднювачів, особливо у великих містах, і салонні фільтри не пропускають їх, щоб ми могли спокійно дихати. Хоча концепція проста, вона також досить нова.

Конструкція салонного фільтра досить проста. Більшість з них мають елемент, що фільтрує, з гофрованого паперу, прикріплений до пластмасової рами. Забруднюючі речовини затримуються в елементі, запобігаючи їх попаданню в салон автомобіля (рис. 1).



Рисунок 1. Повітряний фільтр салону BOSCH 2357 AUDI MB

Існує два основних типи салонних фільтрів: сажові та активоване вугілля. Сажові фільтри затримують пил та сміття. Фільтри з активованим вугіллем теж роблять це, поглинаючи пари та запахи. Не всі салонні повітряні фільтри однакові. Деякі з них мають більшу фільтруючу здатність і розраховані на більш тривалий термін служби, ніж інші.

З назви “сажовий фільтр” цього пристрою все стає зрозумілим – це всього лише фільтр, який затримує сажу (рис. 2). Придуманий він був на догоду екології, а значить, спочатку проти інтересів автолюбителів. Хоча було б нерозумно говорити, що це зовсім вже нікому не потрібна штука. Звичайно, це не так. При зустрічі нового дизельного авто і припадаючи носом до вихлопної труби, ви замітите відсутність чорного нальоту і кислуватий запах замість смороду згорілої солярки – все це заслуга сажового фільтра. В цілому на цьому його заслуги і закінчуються. Додаткових кінських сил двигуну він не додає, а поки новий, то і не віднімає.

Салонний фільтр розміщується в повітрозабірнику системи ОВКВ (опалення, вентиляція та кондиціонування повітря). Зовнішнє повітря засмоктується у систему двигуном вентилятора. Зовнішнє повітря проходить через салонний фільтр, перш ніж воно досягне будь-яких компонентів HVAC або салону. Забруднення, такі як пил, бруд та пилок, затримуються у фільтрі.

Деякі фільтри можуть також вловлювати пари та запахи. Це не тільки забезпечує пасажирів свіжим повітрям для дихання, а й підтримує чистоту компонентів HVAC. Це допомагає деталям працювати краще та служити довше.



Рисунок 2. Повітряний фільтр салону BOSCH 2061 BMW RENAULT Mtgane 520

Після того, як відфільтроване повітря пройшло через випарник HVAC або радіатор обігрівача, він потрапляє до салону через вентиляційні отвори. Більшість часу повітря проходить через салонний фільтр зовні автомобіля. Але коли елементи керування HVAC встановлені в режим рециркуляції, повітря із салону продувається через фільтр, перш ніж знову потрапити до салону. Це дозволяє фільтру видаляти шкідливі забруднення, які вже знаходяться усередині автомобіля. Як правило, це стосується лише салонних фільтрів, розташованих у корпусі HVAC. Ті, що встановлені у моторному відсіку під капотом автомобіля, фільтрують лише зовнішнє повітря.

Важливо регулярно проводити заміну повітряного фільтра салону. Залишений без нагляду фільтр забивається забруднювальними речовинами, що дозволяє йому виконувати свою роботу. Це може призвести до смердючого, нездорового салону.

Повітряний фільтр салону (рис. 2) не слід путати з повітряним фільтром двигуна, хоча вони виконують такі ж функції. У той час як повітряний фільтр двигуна забезпечує подачу чистого

повітря в двигун, повітряний фільтр салону запобігає потраплянню забруднень, таких як грязь, пил, дим, зміг, пилюця, спори повітря і вихлопні гази, в салоні автомобіля через системи утеплення, вентиляції та системи кондиціонування повітря.

Повітряні фільтри салону зазвичай мають прямокутну форму і виготовляються з паперу та суміші інших волокнистих матеріалів. У них є складки, щоб краще усувати забруднення. Коли повітря проходить через повітряний фільтр салону, мусор затримується фільтром і зупиняється, а не закачується в автомобіль. В кінці кінців, цей мусор накопичується, і фільтр необхідно замінити, щоб він продовжував працювати ефективно.

Якщо фільтр забруднений, небезпечно переважно, якщо не змінюєте повітряний фільтр салону регулярно. Ось кілька ризиків, які представляють собою брудний салонний фільтр. Проблеми зі здоров'ям: функціональний салонний фільтр необхідний для захисту салону автомобіля від забруднюючих речовин. Брудний або засмічений повітряний фільтр салону не буде фільтрувати ці забруднюючі речовини, що викликають проблеми у тих, хто страждає алергією або має проблеми з диханням. Хороше емпіричне правило – міняти повітряний фільтр салону кожен лютий, до настання весняного сезону алергії, особливо якщо ви живете в районі з великою кількістю дерев. Новий повітряний фільтр салону запобіжить попаданню пилку в автомобіль і заставить його пасажирів чхати або навіть гірше.

Інформація про транспортні засоби, їх використання і сприйняття водійського повітря та якості повітря в салоні була зібрана за допомогою опитувальника, а потім згрупована [4], щоб показати віковий розподіл різних типів фільтрів (Таблиця 1).

Таблиця 1. Результати оцінки якості зовнішнього повітря і повітря в салоні

Питання	Відповідь				
	0–2 роки 27,5%	3–5 років 31,4%	6–10 років 27,5%	10–18 років 13,6%	
Вік автомобіля					
Пробіг автомобіля	0–30 000 км 31,4%	30 000–60 000 км 19,6%	60 000–90 000 км 25,5%	90 000–120 000 км 19,6%	немає відповіді 3,9%
Використання автомобіля	3–4 дні в тиждень 37,2%	5–6 днів на тиждень 37,2%	7 днів на тиждень 25,6%		

<i>Питання</i>	<i>Відповідь</i>				
<i>Частота збирання</i>	<i>Кожний день 1–2 неділі 21,6%</i>	<i>Кожні 1–2 місяці 33,2%</i>	<i>Кожні 1–2 роки 21,6%</i>	<i>Ніколи/рідко 13,8%</i>	<i>Не регулярний 9,8%</i>
<i>Обслуговування фільтра</i>	<i>Кожні 6 місяців 3,7%</i>	<i>Кожні 10 000 км 3,9%</i>	<i>Два рази в рік 9,8%</i>	<i>Ніколи 72,6%</i>	
<i>Типи фільтрів</i>	<i>Не знаю 96,1%</i>	<i>Оригінал 3,9%</i>			
<i>Передбачувані агенти, які можуть сприяти утворенню летучих органічних сполук в салоні</i>	<i>немає 68,6%</i>	<i>Пластикові іграшки 2,0%</i>	<i>Аромат 17,6%</i>	<i>Спиртовий гель 3,9%</i>	<i>Не знаю 7,9%</i>
<i>Використання кондиціонера</i>	<i>Весь рік 64,7%</i>	<i>Літо 31,4%</i>	<i>Не регулярний 3,9%</i>		
<i>Режим вентиляції</i>	<i>Свіже повітря 19,6%</i>	<i>Рециркуляція 72,5%</i>	<i>Не регулярний 7,9%</i>		
<i>Сприймаючий рівень забруднення по маршруту слідування</i>	<i>Низький 21,6%</i>	<i>Високий 21,6%</i>	<i>В середньому 56,8%</i>		
<i>Будь-які запахи в салоні</i>	<i>немає 70,6%</i>	<i>Да 29,4%</i>			
<i>Куріння в салоні</i>	<i>немає 94,1%</i>	<i>Да 5,9%</i>			

У перші 5 хвилин тестування деякі параметри значно коливалися, що може бути пов'язано із запуском двигуна автомобіля і кондиціонера, рухом водія і дослідника, відкриттям і закриттям дверей. Тому ці дані відбраковувалися, а останні дані (останні 5 хв) були оцінені та проаналізовані. Також було проаналізовано загальну кількість бактерій і грибків (зібране під час ворожіння) в кожному транспортному засобі. Було розглянуто загальне середнє значення кожного параметра для всіх транспортних засобів.

Для подальшої інтерпретації даних цих транспортних засобів у різних ситуаціях різниця між середніми значеннями та кореляція різними параметрами, станом автомобіля та сприянням водія повітря були виконані з використанням якості незалежного групового Т-критерію та кореляційної моделі Пірсона (наприклад, при аналізі віку автомобіля, пробігу), використання та частоти зборів в аналізі використовували окремі значення, отримані з транспортних засобів, а не процентне співвідношення в різних групах).

Вік більшості протестованих автомобілів (>80%) не перевищив 10 років, а пробіг не перевищив 90000 км. Більшість транспортних запитів підтверджувалася регулярно. Більше половини серед транспортних засобів чистили основні шкірні покриви двічі, але приблизно 14%, не чистили. Цікаво, що хоча більше респондентів (86%), знають про очищення своїх автомобілів, понад 70% респондентів не знають про обслуговування автомобільних фільтрів. Система кондиціонування повітря використовувалася в усіх автомобілях під час дослідження. Проте майже 65% респондентів вибирали систему кондиціонування повітря цілий рік, щоб покращити якість повітря [5].

Серед протестованих автомобілів було отримано середнє зниження на 34% за 10 хвилин. $PM_{0.3}$ вимірювали для порівняння з тенденцією, що спостерігається для $PM_{2.5}$. Цікаво, що середнє число $PM_{0.3}$ під час водіння і роботи двигуна на холостому ході істотно не відрізнялося, і не спостерігалася жодної тенденції (рис. 3). Вцілому під час руху було зафіксовано більшу зміну ТЧ у порівнянні з роботою двигуна на холостому ході.

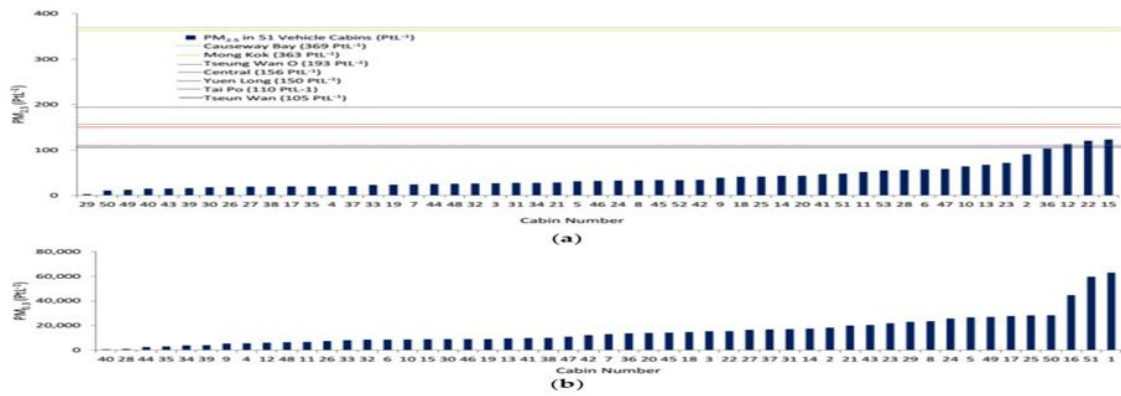


Рисунок 3. Число $PM_{0,3}$ під час водіння і роботи двигуна на холостому ходу

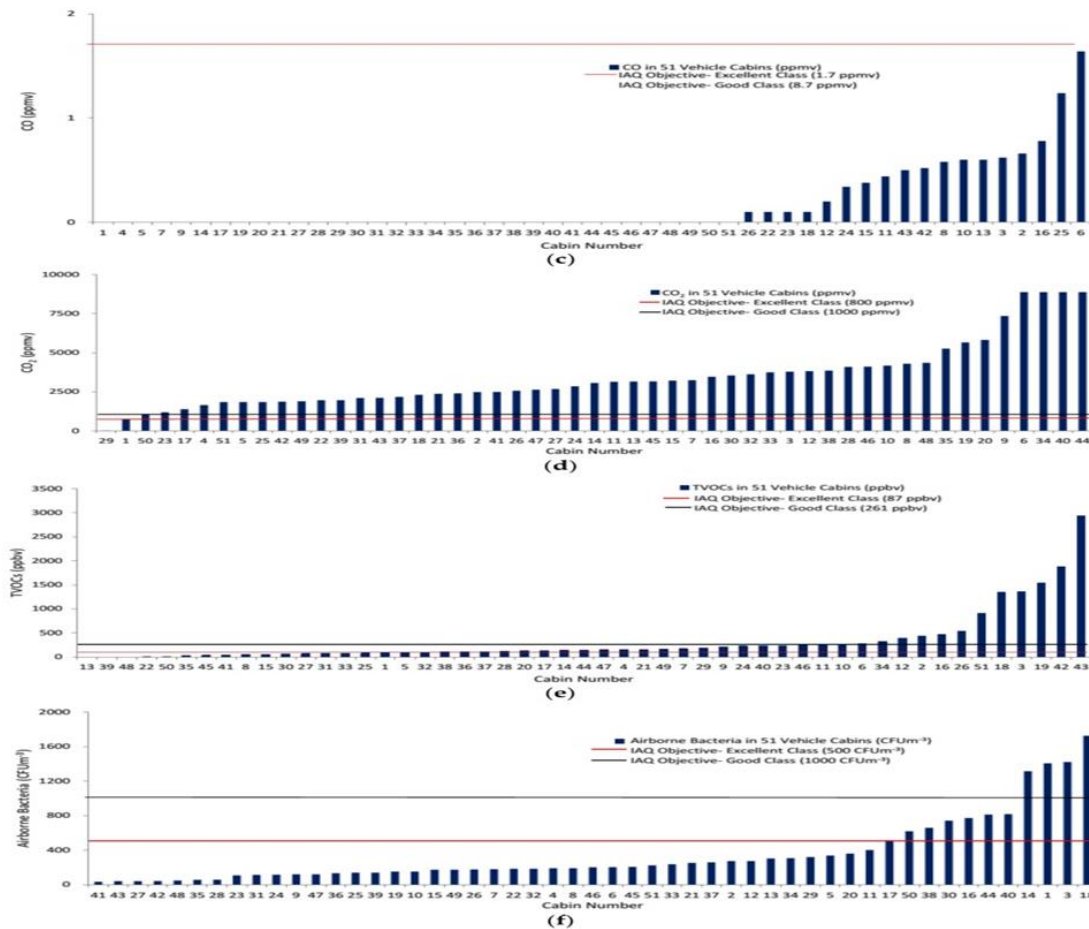


Рисунок 4. Параметри якості повітря в приміщенні салону транспорту

Параметри якості повітря в приміщенні (IAQ) в мікросередовищі салону під час руху, тверді частинки $(PM)_{2,5}$ (a); $ТЧ_{0,3}$ (б); оксид вуглецю (CO) (c); CO_2 (д); загальне число летких органічних сполук (TVOCs) (e); бактерії, що переносяться повітрям (f); гриби, що переносяться повітрям (g). Оскільки не існує рекомендацій по внутрішній якості повітря в приміщеннях для $PM_{0,3}$ і $PM_{2,5}$, рівня $PM_{2,5}$ порівнювалися з рівнями.

CO був виявлений в 35% автомобілів під час руху і в 40% автомобілів на холостому ходу.

Середні концентрації CO в цих умовах істотно не відрізнялися і знаходилися в межах рекомендованого класу якості повітря в приміщенні.

Надмірна концентрація CO_2 , незалежно від того, яка вона нетоксична, може призвести до підвищених реакцій у водія, сонливості тощо, а отже, може сприяти, наприклад, підвищений рівень аварії. Таким чином, у меншій кількості кислих композитів, що містять вуглекислий газ (CO_2), можна відфільтрувати у отруйних речовинах у домішках. Видно, що під час рециркуляційного режиму ОВК (опалення, вентиляція

та кондиціонування повітря) рівень CO₂ у салоні підвищується за рахунок видиху пасажирів. Лаурик та ін. [5], проводили досвід з позначенням CO₂ концентрації під час звичайної поїздки на роботу. Як у режимі рециркуляції, так і в режимі зовнішнього управління аналізи відповідали рівню, передбаченому за допомогою рівняння балансу маси першого порядку. Крім того, було також досліджено тривале перекриття зі зниженням концентрації під час паркування автомобіля та відключення систем HVAC.

Висновки

У дослідженні, проведеному Ёсіда та ін. [6], 96% протестованих автомобілів перевищили рекомендовані виміри CO₂ в 1000 частин на мільйон за обсягом під час водіння (в середньому 3413 частин на мільйон за обсягом); 16% транспортних засобів > 5000 частинок на мільйон за об'ємом. У загальній складності 90% перевищують рекомендовані значення при роботі двигуна на холостому ходу (в середньому 3096 частин на мільйон за об'ємом). У всіх автомобілях рівень угарного газу (CO) був нижче рекомендованого значення IAQ (1,7 часток на мільйон за об'ємом). Це визначилося у 40 % автомобілів при роботі двигуна на холостому ходу і у 35 % при русі.

У той час як забруднення повітря всередині приміщень — це те, про що багато людей знають і заспокоюються, багато хто з нас ігнорують умови покращення повітря в салоні автомобіля. Оскільки ви проводите багато часу в автомобілі, необхідно встановити очисник повітря, щоб безпечно дихати та пам'ятати, що чисте повітря у салоні транспортного засобу — це запорука життєдіяльності людини.

Література

[1]. Мюллер Д., Клінгельхёфер Д., Уйбель С., Гронеберг Д.А. Аналіз потенційних джерел забруднення повітря в приміщеннях автомобілів. Дж. Оккуп. Мед. Токсикол. 2011 р.; 6:33. doi:10.1186/1745-6673-6-33.

[2]. Леунг П.Л., Харрисон Р.М. Концентрация моноароматических углеводов на узбекских дорогах и в автомобилях. Атмос. Навколишнє середовище. 1999 год; 33 : 191–204. doi:10.1016/S1352-2310(98)00147-2.

[3]. Жу Ю., Эйгурен-Фернандес А., Хайндс В.К., Мигель А.Х. Навколишнє середовище. науч. технол. 2007 год; 41 :2138–2145. doi:10.1021/es0618797.

[4]. Гейсс О., Тірєнді С., Баррєро-Морєно Дж., Коціас Д. Дослідження летучих органічних сполук і фталатів в повітрі салону утриманих приватних автомобілів. Окружающая среда.

Международ. 2009 р.; 35 :1188–1195. doi:10.1016/j.envint.2009.07.016.

[5]. Лаурик Н.Я., Вайзель С.П. Концентрації летучих органічних сполук в салонах автомобілів. Окружающая среда. науч. Технол. 1996 рік; 30 :810–816. doi: 10.1021/es950225n.

[6]. Ёсіда Т., Мацунага І., Томіока К., Кумагаї С. Загрязнення повітря в салонах автомобілів летучими органічними з'єднаннями, дифундуючими з матеріалів салону: І. Обзор 101 типу японських автомобілів отечественного виробництва для особистого користування. Внутрішня застроєнна среда. 2006 р.; 15 :425–444. doi:10.1177/1420326X06069395.

[7]. Ридикер М. Вплив мелкодисперсных твердых часток на сердечно-сосудистую систему у співробітників дорожно-патрульної служби. Вдох. Токсикол. 2007 р.; 19 : 99–105. doi:10.1080/08958370701495238.

[8]. Lau W., Chan L. Вплив ароматичних легких органічних сполук на громадському транспорті Гонконгу. Sci. Total Environ. 2003 рік; 308 :143–155. doi:10.1016/S0048-9697(02)00647-2.

[9]. Сатиш У., Менделл М., Шекхар К., Хотчі Т., Салліван Д., Штройферт С., Фіск В.Дж. Являється CO₂ загрязнителем приміщення? Прямє вплив низьких і середніх концентрацій CO₂ на здатність людини приймати рішення. Окружающая среда. Перспектива здоров'я. 2012 р.; 120 : 1671–1677. doi:10.1289/ehp.1104789.

[10]. Jo WK, Park KN Концентрації летучих органічних сполук на стороні пасажира та на задньому сидінні автомобілів. Дж. Експо. анальний Навколишнє середовище. Епідеміол. 1999 рік; 9 :217–227. doi:10.1038/sj.jea.7500041.

[11]. Jo WK, Yu CH Вплив ароматичних летучих органічних сполук на робочий час водіїв громадських автобусів і таксі. Навколишнє середовище. рез. 2001; 86 :66–72. doi:10.1006/enrs.2001.4257.

[12]. Федорук М.Ю., Кергер Б.Д. Измерение летучих органических сполук в салоні автомобіля. Дж. Експо. науч. Окружающая среда. Епідеміол. 2003 р.; 13 :31–41. doi:10.1038/sj.jea.7500250.

[13]. Xiong J., Yang T., Tan J., Li L., Ge Y. Характеристика викидів летучих органічних сполук із матеріалів в автомобільному середовищі при різних температурах: розробка та перевірка кореляції. ПЛОС ОДИН. 2015 р.; 10 :e0140081. doi:10.1371/journal.pone.0140081.

[14]. X., Ван Лангенхове Х., Чигбо С.И., Амаре А.Н., Деместер К., Валгрейв С. Воздействие летучих органических соединений: сравнение различных видов транспорта. Атмос.

Окружающая среда. 2014; 94 : 53–62. doi: 10.1016/j.atmosenv.2014.05.019.

[15].Weisel CP Якість повітря для пасажирів автомобілів, автобусів і поїздів. В: Хокінг М., редактор. Качество воздуха в кабинах літаків і подібних закритих приміщеннях. Справочник по химии окружающей среды. Том 4ч. спрингер; Берлін/Гейдельберг, Німеччина: 2005. стор. 317–334.

[16].Всемирная организация здравоохранения. ВОЗ: Доклад про стан охорони здоров'я в світі: зниження ризиків, содействие здоровому образу життя. Всемирная организация здравоохранения; Женева, Швейцарія: 2002 р.

Відомості про авторів

Михайло Кравцов, к.т.н., доцент, доцент кафедри метрології та безпеки життєдіяльності, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3218-2182](https://orcid.org/0000-0002-3218-2182).



ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ НАПІВАКТИВНОЇ ТА ПАСИВНОЇ ПІДВІСОК АВТОМОБІЛЯ

Ткачов О.Ю. 

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

пасивна підвіска, напівактивна підвіска, амортизатор, коливання, керованість, прийомистість.

Проаналізовано актуальність використання напівактивної підвіски транспортного засобу. Вона покращує керованість, підвищує комфортність, підвищує безпеку, забезпечує підвищення параметрів прийомистості автомобіля. Проведено порівняльний аналіз пасивної та напівактивної підвісок автомобіля.

Вступ

Традиційно системи підвіски виконують кілька завдань, таких як підтримання контакту між шинами автомобіля та дорогою, забезпечення стійкості автомобіля та ізоляція рами автомобіля від коливань та ударів, спричинених дорогою. Останній стосується як комфорту їзди, так і характеристик керованості автомобілів. Коливання, спричинені дорогою, зазвичай нижчі за 30 Гц і мають амплітуду більше 0,3 мм [1].

Загалом комфорт при русі, керованість на дорозі та стійкість є найбільш важливими факторами при оцінці роботи підвіски. Комфорт при їзді пропорційний до абсолютного прискорення кузова автомобіля, а керованість на дорозі пов'язана з відносним зміщенням між кузовом автомобіля та шинами. З іншого боку, стійкість транспортних засобів пов'язана із контактом шини із землею.

Основна проблема в конструкції та управлінні підвіскою полягає в тому, що в даний час досягнення поліпшення цих трьох цілей є проблемою, оскільки ці цілі суперечать один одному в галузі експлуатації автомобіля [2].

Актуальність досліджень

Пасивна підвіска має обмежений діапазон пригасювання коливань та фіксований коефіцієнт демпфування. Тому використання напівактивних підвісок з демпферами з автоматичним керуванням дозволяє підвищити динаміку розгону автомобіля за рахунок зміни коефіцієнта демпфування амортизатора.

Викладення основного матеріалу

Пасивні підвіски є найбільш поширеними системами, що використовуються в даний час в більшості автомобілів і зазвичай не вимагають зовнішніх джерел енергії. Ці системи складаються з пружин та демпферів з фіксованими властивостями, без електричного керування.

Інженер, відповідно до цілей проектування та передбачуваного застосування, визначає і попередньо встановлює ці фіксовані характеристики і вони не можуть регулюватися під час руху автомобіля. За рахунок налаштування жорсткості пружини та демпфування досягається оптимальна продуктивність.

Однак, оскільки оптимальні значення не піддаються налаштуванню, характеристики підвіски є різними для різних умов експлуатації. Отже, пружні та демпфуючі властивості цих систем є статичними і описуються постійними кривими сила-переміщення та сила-швидкість [3]. Існує безліч типів конструкцій пасивної підвіски, кожна з яких займає своє місце завдяки оптимальним характеристикам для певного класу автомобілів та певним дорожнім умовам. До недоліків існуючих пасивних систем підвіски автомобіля можна віднести їхню нездатність забезпечувати якісні показники для поточних дорожніх умов та режимів руху через те, що їх характеристики розраховуються за усередненими показниками.

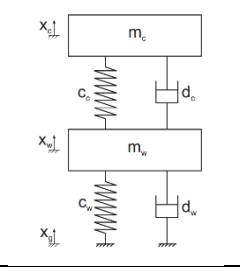
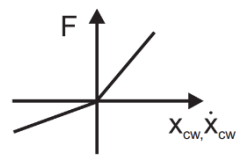
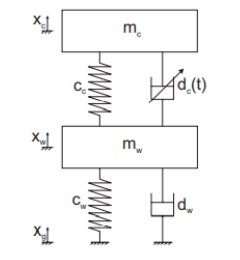
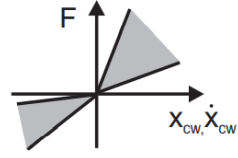
У таблиці 1 наведено класифікацію систем підвіски автомобіля. У схемі напівактивної підвіски видно, що управління лише коефіцієнтом демпфування, а жорсткість не змінюється.

Напівактивна система підвіски складається з пружин та демпфера з можливістю змінювати

коефіцієнт демпфування. Коефіцієнт демпфування можна регулювати, подаючи на систему електричний сигнал або інше зовнішнє живлення, на основі вимірних даних від датчиків

автомобіля [4]. Така система підвіски забезпечує ефективне покращення комфорту та керованості легкових автомобілів.

Таблиця 1. Класифікація систем підвіски автомобіля

Тип підвіски	Схема	Залежність сили	Робочий діапазон	Потреба в енергії
Пасивна			Немає приводів	-
Напівактивна			0-40 Гц	низька

Управління амортизаторами напівактивної підвіски дозволяє перерозподілити силу між колесами. Тому використання напівактивних підвісок з демпферами з автоматичним керуванням дозволяє підвищити динаміку розгону автомобіля за рахунок зміни коефіцієнта демпфування амортизатора. Це дозволяє збільшити силу зчеплення коліс із опорною поверхнею.

Напівактивні пристрої управління є по суті пасивними пристроями, в яких можна регулювати властивості (жорсткість, демпфування), але вони не можуть вводити енергію безпосередньо в керовану систему, таким чином вони надійно стабільні

Висновки

У роботі проведено порівняння пасивної та напівактивної підвісок автомобілів. До недоліків пасивної системи підвіски можна віднести фіксовані налаштування, такі як жорсткість пружини та коефіцієнт демпфування.

У напівактивній підвісці коефіцієнт демпфування можна регулювати з урахуванням вимірних даних від датчиків автомобіля. Система управління підвіскою забезпечує ефективне покращення комфорту, керованості легкових автомобілів, а також підвищує динаміку розгону автомобіля за рахунок надійного контакту коліс із дорогою.

Література

[1] Brach R. M., Haddow A. G. On the dynamic response of hydraulic engine mounts //SAE CONFERENCE PROCEEDINGS P. – SOC AUTOMATIVE ENGINEERS INC, 1993. – С. 463.
 [2] Eslaminasab N., Arzanpour S., Golnaraghi M. F. Optimal design of asymmetric passive and semi-active dampers //ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. – 2007. – Т. 43033. – С. 1841-1847.
 [3] Heiβing B., Ersoy M. (ed.). Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives. – Springer Science & Business Media, 2010.
 [4] Y. Shiao, C. -C. Lai and Q. -A. Nguyen, "The analysis of a semi-active suspension system," Proceedings of SICE Annual Conference 2010, Taipei, Taiwan, 2010, pp. 2070-2082.

Відомості про авторів

Олег Ткачов, аспірант кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-2360-6916](https://orcid.org/0000-0002-2360-6916).



ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО УПРАВЛІННЯ СУДНОВИМ КРАНОМ

Колебанов О.К.¹, Селіверстова С.Р.^{1✉}, Селіверстов І.А.²

¹Херсонська державна морська академія, Україна

²Херсонський національний технічний університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

гідроелектропривід, гідравлічна система, комп'ютерна модель, суднові крани

Для приводу механізмів суднових кранів балкерів широке поширення набули електрогідравлічні приводи, в яких навантаженням двигуна зазвичай є аксиально-плунжерна гідромашина. Метою досліджень є аналіз процесів в об'єкті керування та визначення ступені впливу параметрів налаштувань на динамічні та точнісні характеристики системи керування. Дві підсистеми зміни вильоту стріли і повороту разом з іншими входять в загальну гідравлічну систему суднового крана і мають деякі загальні елементи, такі як насос і гідробак. Для спрощення у Simulink-моделі вони розглянуті як дві окремі гідросхеми.

Поєднавши два зазначених блоку паралельно, отримано модель трипозиційного гідророзподільника зі зливом рідини в бак в нейтральному положенні.

Вступ

На сучасних суднах, зокрема контейнеровозах та балкерах, часто передбачається самостійне вивантаження за допомогою кранів, встановлених на палубу корабля. Суднові крани призначені для підйому, спуску або переміщення контейнерів, сипучих та інших вантажів, зокрема предметів постачання і продовольства [1]. Перевага кранів полягає в можливості негайного, якщо це необхідно, проведення робіт. Наприклад, головною особливістю балкерів одного з найпоширеніших нині типів Handymax є власні крани, вантажопідйомністю в середньому 30 тон, що дозволяють їм здійснювати вантажні роботи дешевше і в портах, де не передбачені вантажні засоби для завантаження / розвантаження балкерів. Ці пристрої надають балкер такого типу велику гнучкість, дозволяючи вибрати для вантажних робіт практично будь-який порт, а іноді і на рейді порту. Для приводу механізмів суднових кранів широке поширення набули електрогідравлічні приводи, в яких навантаженням двигуна зазвичай є аксиально-плунжерна гідромашина.

Аксиально-плунжерна гідромашина палубного крана має зростаючу механічну характеристику, або характеристику з вентиляторним моментом [2]. Через те, що при малих значеннях швидкості момент опору навантаження

гідромашини значно менше номінального, її пуск може бути виконано на зниженій напрузі живлення електричного двигуна [3].

Таким чином, на ефективність процесів керування переміщенням вантажу, на динамічні і точнісні характеристики суднового крана впливає не тільки система керування електричним приводом, а, насамперед, налаштування гідравлічної підсистеми, що викликає певні складнощі при експлуатації.

Актуальність досліджень

Полягає у розробці комп'ютерної моделі гідроелектропривода суднового крана типу «Mac Gregor», що дозволить виконувати аналіз процесів в об'єкті керування та визначати ступінь впливу параметрів налаштувань на динамічні та точнісні характеристики системи керування.

Викладення основного матеріалу

Гідравлічний привід сучасних суднових вантажних пристроїв досить складний, і моделювання всього приводу в повному обсязі потребує значних зусиль і витрат часу, тому для навчальних цілей в якості прикладу розглянемо окремі частини від повної схеми приводу, призначені для виконання окремих функцій.

Розглянемо гідропривід суднового крана типу «Mac Gregor» [4]. Принципова гідравлічна схема цієї машини створена на основі двох основних типових схем, а саме: схеми поступального руху, в якій вихідним елементом є гідроциліндр (підсистема зміни вильоту стріли та повороту платформи) (рис. 1), і схеми обертального руху, в якій вихідним елементом є гідромотор (підсистема підйому-опускання вантажної лебідки).

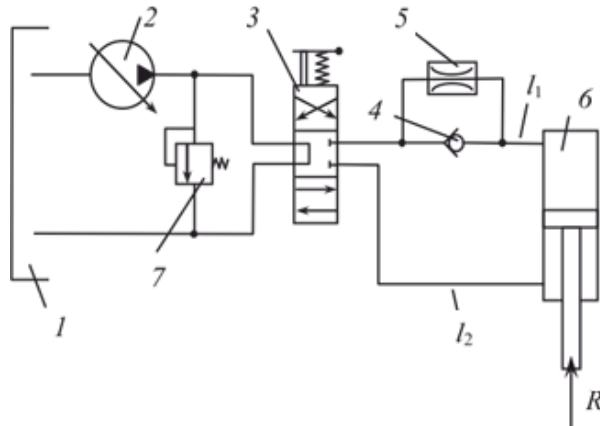


Рисунок 1. Принципова спрощена гідросхема підйому-опускання стріли суднового крана

Механізми зміни вильоту стріли за умовами роботи близькі до механізмів повороту. Обмеження розгойдування вантажу також необхідно, як і для механізму повороту. Тому вимоги до швидкісних характеристик механізмів зміни вильоту стріли і повороту аналогічні.

Ці дві підсистеми разом з іншими входять в загальну гідравлічну систему суднового крана і мають деякі загальні елементи, такі як насос і гідробак, однак для спрощення опису, створення і налагодження Simulink-моделей розглянемо їх як дві окремі гідросхеми. В подальшому ці дві Simulink-моделі можуть бути об'єднані [5].

Simulink-модель гідроприводу підйому-опускання стріли суднового крана була створена у вигляді підсистеми, що має входи і виходи для взаємодії з підсистемами більш високого рівня в загальній Simulink моделі суднового крана, аналогічно докладно описаній в [6].

В якості вхідних інформаційних параметрів підсистеми гідроприводу виступають: зусилля на штоку гідроциліндра з боку стріли «Force»; ідеальний закон переміщення штока золотника гідророзподільника «hod shtoka zolotnika»; частота обертання валу приводу гідронасоса, що визначається величиною оборотів двигуна суднового крана «chastota vrasheniya vala nasosa». Вихідним параметром є переміщення штока гідроциліндра «Position».

Структура моделі підсистеми гідроприводу обумовлена такими міркуваннями: для

моделювання трипозиційного гідророзподільника зі зливом рідини в бак в нейтральному положенні, готовий блок якого відсутній в бібліотеці «SimHydraulics», були використані два наявних стандартних блоку гідророзподільників «2-Way Directional Valve» і «4-Way Directional Valve». Поєднавши два зазначених блоку паралельно, отримано модель трипозиційного гідророзподільника зі зливом рідини в бак в нейтральному положенні. При цьому необхідно, щоб гідравлічні характеристики золотників двох гідророзподільників були узгоджені між собою. Тобто, коли в нейтральному положенні гідравлічні канали блоку 4-Way Directional Valve закриті (золотник закритий, розмір щілини нульовий), в цей же час канали блоку 2-Way Directional Valve повинні бути з'єднані (золотник відкритий, рідина йде на злив).

Назад в підсистему гідроприводу повинні передаватися значення: частоти обертання валу насоса «chastota vrasheniya vala nasosa» (в даній моделі приймає постійне значення), ідеального закону переміщення штока золотника, відкриває і закриває подачу гідrorідини «hod shtoka zolotnika» і зусилля на штоку гідроциліндра Force [7].

Висновки

Розроблена комп'ютерна модель гідроелектроприводу судного крана типу Mac Gregor дозволяє проводити дослідження процесів, що виникають при експлуатації систем керування судновими палубними кранами, проводити аналіз ступеня впливу параметрів налаштувань на точності та динамічні властивості системи керування гідроелектроприводом. Все це дозволить значно скоротити час на проведення технічного обслуговування, налагоджувальних робіт та діагностики.

Література

- [1] Deck Crane MacGregor GLH45016/MLC/20030-3. Instruction Manual. 2012 – 690 pp.
- [2] Топалов В.П. Забезпечення безпечної експлуатації контейнеровозів / В.П. Топалов, В.Г. Торський – 2-е видання, Одеса, 2002. – 224с.
- [3] Лепешкин А.В. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник, ч.2. Гидравлические машины и гидропневмопривод. / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, А.А. Шейпак. Под ред. А. А. Шейпака. – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.
- [4] Лазарев Ю.Ф. Моделирование процессов и систем в MATLAB. Учебный курс / Ю. Ф. Лазарев – СПб.: Питер; Киев: Издательская группа ВHV, 2005. – 512 с.

Відомості про авторів

Олександр Колебанов, к.т.н, доцент, доцент кафедри експлуатації суднового електрообладнання та засобів автоматики, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-9618-9105](https://orcid.org/0000-0002-9618-9105).



Світлана Селіверстова, к.т.н, доцент, доцент кафедри експлуатації суднового електрообладнання та засобів автоматики, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-1015-1593](https://orcid.org/0000-0003-1015-1593).



Ігор Селіверстов, к.т.н, доцент, доцент кафедри транспортних систем і технічного сервісу, Херсонський національний технічний університет, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0009-0009-6135-8165](https://orcid.org/0009-0009-6135-8165).



ПІДХІД ДО НЕРУЙНІВНОЇ ДІАГНОСТИКИ СИСТЕМИ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА СУДНОВОГО ДВИГУНА З ВИКОРИСТАННЯМ ВІБРОДАТЧИКІВ

Варбанець Р.А.¹, Мінчев Д.С.¹, Залож В.І.^{2✉}, Тарасенко Т.В.², Абросімов В.Г.¹

¹Одеський національний морський університет, Україна

²Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», Україна

Анотація:

Ключові слова:

газорозподіл, дизельний двигун, паливна апаратура, робочий процес.

Безпосередні вимірювання та аналіз діаграм тиску впорскування палива перед форсунками могли б дати повну діагностичну інформацію про технічний стан паливної системи високого тиску. Однак такі вимірювання неможливо проводити за допомогою переносних пристроїв в умовах експлуатації. Це пов'язано з високим ризиком виникнення пожежі при протіканні палива у місцях встановлення датчиків в системі високого тиску. Тому такі вимірювання обмежені сучасними вимогами ІМО та більшістю морських сертифікаційних товариств. Альтернативою прямим вимірам є застосування вібродатчиків на магнітній платформі. Такі датчики повністю відповідають сучасній стратегії неруйнівного контролю параметрів при діагностуванні морських двигунів.

Вступ

З практичної точки зору можна відзначити, що постійно працюючі суднові двигуни складно зупинити для встановлення будь-яких датчиків. Це доведено не лише для датчиків тиску палива, а й для частотних індуктивних сенсорів на маховику. Також важко змінити режим роботи двигуна, оскільки це стосується безпеки мореплавання. Крім того, морські умови постійно змінюються, і двигуни працюють з постійно змінюючим навантаженням та частотою обертання. Для визначення потужності двигуна та забезпечення діагностики в таких умовах необхідно використовувати квазістаціонарний режим, який важко забезпечити при експлуатації судна через змінні хвильові та вітрові навантаження. У зв'язку з цим вимірювання на двигунах необхідно проводити максимально швидко і без безпосереднього введення датчиків в паливну систему.

Актуальність досліджень

Використання магнітних вібродатчиків для контролю роботи паливної апаратури високого

тиску дає цінну інформацію про технічний стан основних вузлів, таймінгу паливоподачі та таймінгу газорозподілу двигунів. Подібно до дефекту зниження компресії в робочому циліндрі, деякі інші експлуатаційні дефекти, що виявляються на індикаторних діаграмах, можуть бути викликані різними причинами [1]. В першу чергу слід згадати несправності в роботі паливної апаратури високого тиску та дефекти в механізмі керування газорозподільним клапаном. Ці дефекти відносно часті при тривалій роботі двигуна. Наприклад, процес пізнього згоряння палива, який можна виявити при аналізі точок займання за допомогою індикаторної діаграми, може бути наслідком кількох причин: пізнього упорскування палива та/або зносу прецизійних деталей у паливному насосі високого тиску і, відповідно, зниження тиску палива перед паливними форсунками в період впорскування. Тому виявити окремі експлуатаційні дефекти за допомогою лише аналізу індикаторних діаграм досить складно.

Викладення основного матеріалу

Магнітні вібродатчики можуть бути швидко

встановлені на обране місце, що скорочує загальний час вимірів і дає можливість витримати умови псевдостационарного режиму навантаження під час діагностування двигунів. Вібродіаграми та індикаторні діаграми записуються одночасно та аналізуються паралельно. Такий паралельний аналіз дозволяє з'ясувати точну причину дефекту чи уточнити її.

Індикаторна діаграма $P(^\circ CA)$ записується за допомогою датчика тиску (НТТ pressure sensor), встановленого на індикаторний кран за допомогою Thomson adapter.

Для вимірювання та аналізу діаграм впорскування палива необхідно встановити магнітний вібродатчик на вільну частину торця форсунки. Для отримання вібродіаграми закриття клапану точка установки вібродатчика – на кришці

циліндра приблизно напроти місця контакту тарілки клапану з кришкою.

В трубопроводі високого тиску циркулює нагріте паливо. Таке рішення передбачено розробниками великих двотактних двигунів MAN для того, щоб унеможливити застій та утворення згустків у паливній системі. Циркуляція нагрітого палива відбувається весь час, поки немає впорскування. Безпосередньо перед впорскуванням циркуляція палива припиняється і потім починається знову, після впорскування палива в циліндр. За допомогою запропонованої технології віброакустичного аналізу процесів, що відбуваються в паливній системі високого тиску, є можливість контролювати як фази впорскування палива, так і фази його циркуляції [2].

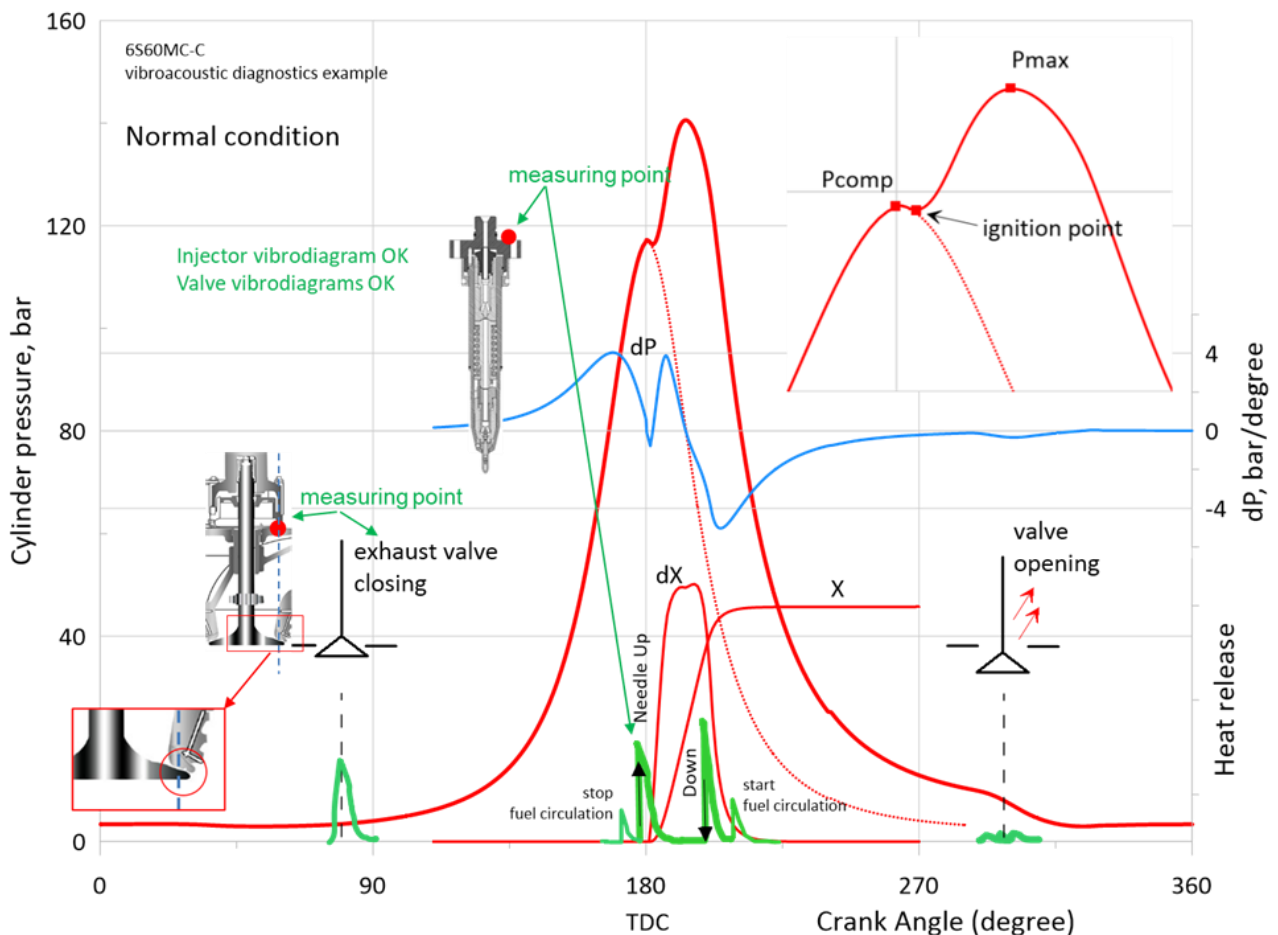


Рисунок 1. Вібродіаграми форсунки та випускного клапана в поєднанні з індикаторною діаграмою [3]

Принцип циркуляції палива у паливній системі такий. Поки тиск у паливній системі високого тиску нижче приблизно 10 бар, в системі циркулює нагріте паливо. Потім, коли тиск від паливного насоса високого тиску збільшується і стає більшим 10 бар, пружина клапану циркуляції стискається і клапан перекриває циркуляцію палива. Паливо починає надходити і

натискати на диференціальний майданчик голки форсунки. Потім при високому тиску палива (30-50 МПа залежно від типу двигуна) стискається основна пружина форсунки, голка піднімається і починається впорскування палива в камеру згорання. Потім, коли тиск в системі падає після відключення подачі палива, основна пружина повертає голку на місце і

впорскування палива припиняється. Тиск у паливній системі падає і коли він зменшується менше 10 бар, знову відкривається циркуляційний клапан і починається циркуляція палива до наступного робочого циклу.

За допомогою запропонованої технології можна відслідковувати всі 4 фази роботи форсунки, див. рис. 1:

- імпульс «*stop fuel circulation*» - закриття циркуляційного клапана та припинення циркуляції, впорскування ще немає;

- імпульс «*needle up*» - підйом голки паливної форсунки та початок впорскування палива в камеру згоряння;

- імпульс «*needle down*» - посадка голки форсунки та закінчення впорскування палива;

- імпульс «*start fuel circulation*» - відкриття циркуляційного клапана і початок циркуляції палива до наступного робочого циклу.

Але, безумовно, це хороша діагностична інформація для кожної з паливних форсунок, яких на великому двотактному двигуні в 2 або 3 рази більше, ніж циліндрів (наприклад, 12 шт. на 6-ти циліндровому двигуні типу 6S60MC/ME). Імовірність виходу з ладу або дефекту на одній або кількох їх досить велика і це матиме негативний наслідок на весь двигун в цілому [4].

Запропонована технологія дозволяє детально контролювати роботу кожної паливної форсунки та вчасно виявляти дефекти, що виникають в процесі експлуатації.

Аналіз імпульсів, що відповідають повному закриттю випускних клапанів також дає хорошу діагностичну інформацію про технічний стан систем управління клапанами кожного циліндра. Повне закриття випускного клапана відбувається в кінці його ходу після дії гідравлічного демпфера, який пом'якшує удари тарілки клапана в посадочне місце на кришці циліндра. Демпфер трохи затягує фазу закриття і, в результаті контакт тарілки з посадковим місцем відбувається приблизно на 10-12 °СА пізніше фактичного закриття клапана [2, 3]. У зв'язку з цим бачимо віброімпульс закриття клапана на фазі близько 90 °СА, інколи і навіть пізніше (див. рис. 1 *exhaust valve closing*). Точка установки вібродатчика може бути одна – торець форсунки.

Порівняльний аналіз фаз і форм віброімпульсів закриття клапанів дає хорошу діагностичну інформацію про технічний стан систем управління клапанами та гідравлічних демпферів клапанів всіх циліндрів. Можна зазначити, що раніше інформація про фактичні фази газорозподілу була доступна лише в лабораторних умовах, а за допомогою запропонованої технології така інформація стає доступною безпосередньо

під час експлуатації.

Висновки

За допомогою вібродатчика на магнітній платформі можна визначити:

- фази підйому та посадки голки форсунки, експлуатаційні дефекти форсунки;

- початок та кінець циркуляції палива в паливній системі;

- фази початку подачі та відсічення палива паливним насосом високого тиску;

- фази закриття і, в деяких випадках, відкриття клапанів газорозподілу;

Можлива також опосередкована оцінка гідросцильності паливної апаратури і тиску впорскування палива. Таку інформацію можна отримати безпосередньо під час експлуатації за допомогою магнітного вібродатчика. Розглянутий спосіб отримання інформації доступний та зручний у процесі експлуатації. Разом з алгоритмічним методом розрахунку та корекції ВМТ, аналіз вібродіаграм паралельно з індикаторними діаграмами P(CA, deg), дозволяє отримати таку інформацію, яка раніше була доступна тільки в лабораторних умовах.

Література

[1] Варбанець Р.А., Мальчевський В.П., Мінчев Д.С., Залож В.І., Кирнац В.І., Александровська Н.І. Діагностика паливної апаратури, приводу клапанів газорозподілу та форсунок змащення циліндрів сучасних двотактних двигунів. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2022. Вип. № 4 спецвипуск 2 (182). С 92-100. DOI: <https://doi.org/10.32620/aktt.2022.4sup2.14>.

[2] Varbanets R., Fomin O., Pištěk V. et al. Acoustic method for estimation of marine low-speed engine turbocharger parameters. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2021. V. 9(3), № 321. 13 p. DOI: <http://dx.doi.org/10.3390/jmse9030321>.

[3] Neumann S., Varbanets R., Minchev D., Malchevsky V., Zalozh V. Vibrodiagnostics of marine diesel engines in IMES GmbH systems. *Ships and Offshore Structures*. 2022. DOI: <https://doi.org/10.1080/17445302.2022.2128558>.

[4] Varbanets R., Shumylo O., Marchenko A., Minchev D. et al. Concept of vibroacoustic diagnostics of the fuel injection and electronic cylinder lubrication systems of marine diesel engines. *Polish Maritime Research*. 2022. Vol. 29, no. 4. pp. 88-96. DOI: <https://doi.org/10.2478/pomr-2022-0046>.

Відомості про авторів

Роман Варбанець, д.т.н., професор, завідувач кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-6730-0380](https://orcid.org/0000-0001-6730-0380).



Дмитро Мінчев, к.т.н., доцент кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-5960-3063](https://orcid.org/0000-0002-5960-3063).



Віталій Залож, к.т.н., доцент, доцент кафедри інженерних дисциплін, Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», Ізмаїл, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-5213-6896](https://orcid.org/0000-0002-5213-6896).



Тетяна Тарасенко, к.т.н., доцент, завідувачка кафедри інженерних дисциплін, Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», Ізмаїл, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-8107-3524](https://orcid.org/0000-0001-8107-3524).



В'ячеслав Абросімов, аспірант кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4211-2014](https://orcid.org/0000-0002-4211-2014).



МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЩОДО РОЗРАХУНКУ ГОДИННОЇ ВИТРАТИ ПАЛИВА ДЛЯ МАЛОПОТУЖНИХ БЕНЗИНОВИХ І ДИЗЕЛЬНИХ ГЕНЕРАТОРІВ

Кривошапов С.І. 

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

витрата палива, нормування, двигун внутрішнього згорання, режими навантаження, енергетична ефективність, коефіцієнт корисної дії.

На транспорті широко використовується технологічне обладнання, таке як малопотужні двигуни для генерації електричного струму, що необхідно для приводу допоміжного обладнання. Однак, для таких установок дані про витрату палива даються приблизно для деякого, як правило, економічного режиму навантаження. Запропоновано математичну модель розрахунку годинної витрати палива для двигуна внутрішнього згорання залежно від частоти обертання колінчастого валу та ступеня навантаження. Отримано значення коефіцієнтів емпіричної залежності для розрахунку індикаторного ККД бензинового, дизельного та газового двигунів. Розраховано значення витрат палива на прикладі електричного генератора HYUNDAI NHU 3050FE. Побудовано графічні залежності зміни витрати пального від вихідної потужності енергетичної установки генератора. Наведено значення витрати палива деяких типів генераторів, для яких було зроблено порівняння теоретичної витрати палива з даними заводу-виробника.

Вступ

Двигун внутрішнього згорання (ДВЗ) перетворює енергію, яка зосереджена у паливі, в механічну енергію обертання маховика, яку можна використовувати для приводу навантажувального пристрою, наприклад, трансмісії або генератора. Витрата палива залежатиме від оборотів колінчастого валу і ефективної потужності, які, у свою чергу, визначатиметься параметрами навантаження двигуна. Для ефективної експлуатації ДВЗ необхідно мати уявлення про величину витрат палива в залежності від режиму роботи устаткування.

Актуальність досліджень

Відомі аналітичні методи розрахунку витрати палива в літрах на 100 км для дорожньо-транспортних засобів [1, 2], які враховують технічні характеристики автомобіля, режими його руху та умови експлуатації. Витрата палива у моделях розраховується від середньої технічної швидкості руху.

Знаючи шляхову витрату палива в л/100 км,

можна через швидкість розрахувати годинну витрату палива для кожного дорожньо-транспортного засобу. Але цей підхід не прийнятний для двигунів, які не здійснюють передачу енергії на колеса, навантажуючи елементи трансмісії.

У роботі [3] наведено математичні моделі розрахунку витрат палива на привід допоміжного та спеціального обладнання, яке встановлюється на дорожньо-транспортний засіб. Але це дуже прості моделі, де не враховуються всі умови роботи, а діапазон навантаження двигуна обмежений номінальним режимом.

Частота обертання колінчастого валу двигуна, що працюють спільно з генераторами, підтримується системою управління ДВЗ на постійному рівні, оскільки від цього залежить вихідна частота електричного струму. Потужність змінюватиметься залежно від навантаження генератора, тобто від вихідної сили струму, оскільки вихідна напруга підтримується постійною.

Мета - отримати залежність витрати палива кг/год. від ефективної потужності двигуна.

Складання математичної моделі

Годинна витрата палива в кг/год. можна визначити за такою формулою

$$G_t = g_e \cdot N_e$$

Питома витрата палива в г/кВт·год. розраховується так

$$g_e = \frac{3600}{H_h \cdot \eta_e}$$

Ефективний коефіцієнт корисної дії ДВЗ складається з індикаторного та механічного ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

Втрати енергії у двигуні враховуються механічним ККД за формулою

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_e + P_m}$$

У теорії ДВЗ середнє значення тиску втрати прийнято розраховувати за наступною емпіричною залежністю

$$P_m = a_m + b_m \cdot W_n$$

У цій формулі під W_n позначено середня швидкість руху поршня, яку можна визначити наступним чином

$$W_n = \frac{2 \cdot S_n \cdot n}{60}$$

Формула для розрахунку ефективної потужності у кВт така

$$N_e = \frac{V_h \cdot P_e \cdot n}{120 \cdot 10^3}$$

З цієї формули можна отримати середній ефективний тиск у кПа.

Тоді

$$P_e = \frac{120 \cdot 10^3 \cdot N_e}{V_h \cdot n}$$

Об'єднавши всі попередні формули, можна отримати загальну залежність годинної витрати палива в кг/год., яку можна розрахувати за такою формулою

$$G_t = \frac{3 \cdot a_n \cdot V_h \cdot n + 0.1 \cdot b_n \cdot S_n \cdot V_h \cdot n^2 + 360 \cdot 10^3 \cdot N_e}{100 \cdot H_h \cdot \eta_i}$$

де a_m і b_m - коефіцієнти механічних втрат у ДВЗ;

V_h - робочий об'єм двигуна, л;

S_n - хід поршня, м;

H_h - нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;

η_i - індикаторний ККД двигуна;

n - обороти колінчастого валу двигуна, хв⁻¹;

N_e - ефективна потужність двигуна, кВт.

Індикаторний ККД має складний взаємний зв'язок із режимами роботи двигуна та його теплового стану, а також залежить від закону управління паливної подачі.

У роботі [4] запропоновано індикаторний ККД ДВЗ розраховувати за регресійною шматково-лінійною моделлю. Однак, можна використовувати модель регресії поліномом третього ступеня на всьому діапазоні значення ефективної потужності N_e , виду:

$$\eta_i = A_i + B_i \cdot \frac{N_e}{N_{e_{max}}} + C_i \cdot \left(\frac{N_e}{N_{e_{max}}} \right)^2 + D_i \cdot \left(\frac{N_e}{N_{e_{max}}} \right)^3$$

де A_i , B_i , C_i , D_i - емпіричні коефіцієнти;

$N_{e_{max}}$ - максимальна або номінальна ефективна потужність ДВЗ, кВт.

У таблиці 1 наведено значення емпіричних коефіцієнтів для ДВЗ, що працюють на різних типах палива: бензині, дизелі або на пропано-бутановій газовій суміш (скраплений газ).

Таблиця 1. Значення коефіцієнтів для різних видів палива

Тип ДВЗ за видом палива	Значення коефіцієнтів			
	A_i	B_i	C_i	D_i
Бензин (карб.)	0.253	0.218	-0.121	-0.068
Бензин (інж.)	0,283	0,302	-0,339	0,044
Зріджений газ	0.268	0.251	-0.165	-0.078
Дизель	0.423	0.378	-0.548	0.175

Використовуючи коефіцієнти, наведені в табл. 1, можна розрахувати індикаторний ККД без застосування складних виразів.

Аналіз математичної моделі

Проведемо розрахунок годинної витрати палива на прикладі електричного генератора

HYUNDAI ННУ 3050FE. Як джерело енергії використовується бензиновий двигун Hyundai IC210. Тип паливоподачі – карбюратор.

Технічні дані для розрахунку: перебіг поршня – 0,054 м (68x54); робочий об'єм двигуна – 0,208 л (208 куб/см); максимальні обороти двигуна – 3600 хв⁻¹; максимальна потужність – 5,1 кВт (7 к.с.).

Для бензину можна прийняти: нижчу теплоту згоряння – 44000 кДж/кг; а значення коефіцієнтів механічних втрат - $a_m = 45$ і $b_m = 13$.

Вказується, що витрата палива двигуна генератора Hyundai ННУ 3050FE становить 1.4 л/год. [5] на робочих режимах. Питома витрата двигуна Hyundai IC210 – 285 г/кВт•год.

Частота змінного струму на виході генератора повинна відповідати 50 Гц, що забезпечується частотою обертання колінчастого валу ДВЗ у 3000 хв⁻¹. Потужність електричного струму на виході генератора змінюється від 0 до 3 кВт. Двигун має запас потужності, яка необхідна для правильної роботи регулятора та компенсації втрат у генераторі.

Виконаємо розрахунок годинної витрати палива за математичною моделлю для ефективною потужності ДВЗ 4 кВт:

1) Розрахуємо індикаторний ККД:

$$\eta_i = 0.253 + 0.218 \cdot \frac{4}{5.1} - 0.212 \cdot \left(\frac{4}{5.1}\right)^2 - 0.068 \cdot \left(\frac{4}{5.1}\right)^3 = 0.261$$

2) Розрахуємо годинну витрату палива:

$$G_t = (3 \cdot 45 \cdot 0.208 \cdot 3000 + 0.1 \cdot 13 \cdot 0.054 \cdot 0.208 \cdot 3000^2 + 360 \cdot 10^3 \cdot 4) / (100 \cdot 44000 \cdot 0.261) = 1.33$$

На рисунку 1 представлена графічна залежність виміру годинної витрати палива (G_t) залежно від потужності двигуна (N_e).

Зі збільшенням потужності витрата палива в кг/год. зростає.

Максимальне значення годинної витрати палива досягається до 2,16 кг/год. за максимальної потужності. На режимі холостого ходу годинна витрата палива становитиме 0,07 кг/год. На номінальному режимі роботи генератора (3 кВт) витрата палива не перевищує 1.0 кг/год.

На рисунку 2 зображено графік зміни питомої годинної витрати палива ($\frac{G_t}{N_e}$) залежно від потужності двигуна (N_e).

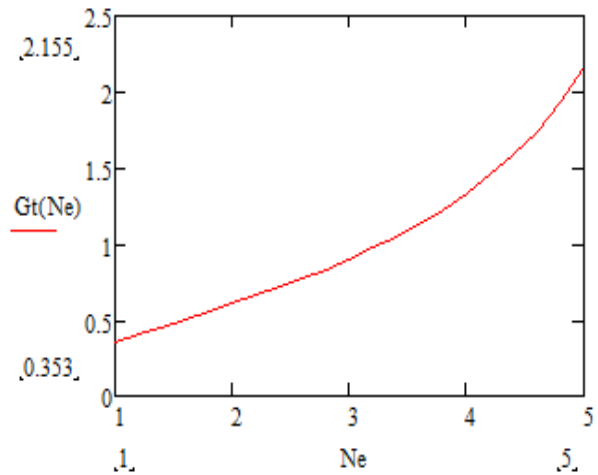


Рисунок 1. Залежність годинної витрати палива G_t від ефективного потужності N_e двигуна Hyundai IC21

Видно, що мінімальна питома витрата палива відповідає потужності 2,6 кВт. Мінімальна питома витрата палива становить 298 г/кВт•год. Розрахункове значення на 4 % більше заявленого [4]. В іншому джерелі [5] зазначено, що питома витрата палива бензинового генератора Hyundai ННУ 3050F становить 300 г/кВт•год, що дуже близько до розрахункових значень.

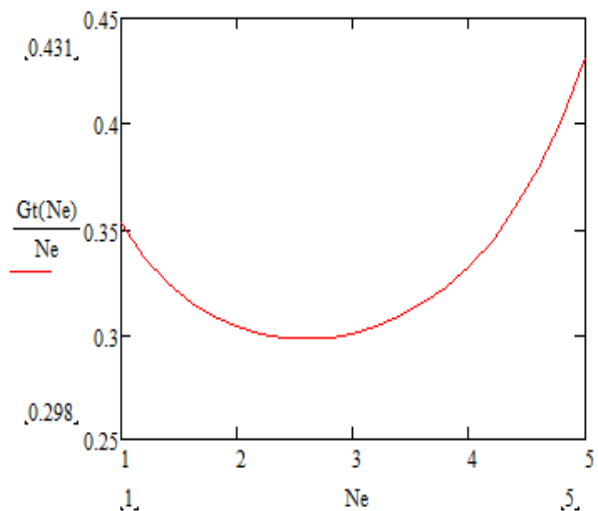


Рисунок 2. Залежність питомої витрати палива $\frac{G_t}{N_e}$ від ефективного потужності N_e двигуна Hyundai IC21

Питома годинна витрата палива зростає як із зменшенні, так зі збільшенням потужності. При максимальному навантаженні двигун може витрачати до 0,44 кг/кВт•год.

З годинної витрати палива кг/год. можна отримати витрату л/год., якщо поділити на щільність палива. Для бензину середня щільність

палива становить 0,76 кг/л, а для дизельного палива – 0,84 кг/л.

Коли ефективна потужність ДВЗ складе 3,5 кВт, то годинна витрата палива за математичною моделлю дорівнюватиме 1.4 л/год., тобто мати те значення, яке заявлено у [4].

В таблиці 2 наведено розрахункові та заводські значення питомої витрати палива для деяких електричних генераторів різних виробників.

Таблиця 2. Порівняння годинної витрати палива різних електричних генераторів

Найменування устаткування	Годинна витрата палива, л/год.		Відхилення, %
	G_t^m	G_t^n	
Електричний безшумний дизельний генератор (7/8 кВт) BISON	1.43	1.33	7.0
Генератор бензиновий (3 кВт) LEX LXGG 3033 BES	1.18	1.2	1.7
Газовий електрогенератор GENERAC 7078 (16 кВт) 380B	6.81	6.83	3.0
Дизельний генератор (140 кВт) ENERGO GLOBAL ECOBOX 175	24.3	23.8	2,4
Генератор бензиновий (5.1 кВт) Hyundai IC21	1,3	1.4	5.0

У таблиці 2 під G_t^m вказано розрахункові значення витрати палива за математичною моделлю, а під G_t^n - дані заводу-виробника. Відхилення становило від 1,7 до 7,0 %.

Висновки

Запропонована математична модель дозволяє розрахувати годинну витрату палива ДВЗ залежно від потужності та оборотів колінчастого валу. Це дозволить більш ефективно нормувати споживання палива за різних режимів навантаження.

Література

[1] Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта (на примере автомобільного транспорта). Харків: РІО ХГАДТУ, 1998. 474 с.

[2] Krivoschapov S.I., Nazarov A.I., Mysiura M.I., Marmut I.A. Calculation methods for determining

of fuel consumption per hour by transport vehicles. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020. № 977. doi 10.1088/1757-899X/977/1/012004

[3] Кривошапов С.И. Методика расчета расхода топлива специализированного подвижного состава. *XVII научно-техническая конференция с международным участием «Транспорт, экология – устойчиво развитие»*. Варна: Ековарна, 2010. С. 458-465.

[4] Говорущенко Н.Я., Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. М.: Транспорт, 1990. 135 с.

[5] Бензиновый генератор Hyundai HNY 3050FE, URL: <https://storgom.ua/ua/product/benzinovyj-generator-hyundai-hny-300fe.html>.

[6] Бензиновый генератор Hyundai HNY 3050F, URL: <https://hyundai-ukraine.com.ua/product/benzinovyj-generator-hyundai-hny-3030f.html>.

Відомості про авторів

Сергій Кривошапов, к.т.н., доцент, доцент кафедри «Технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенко М.Я.», Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-4605-6790](https://orcid.org/0000-0003-4605-6790).



ІНФОРМАЦІЙНЕ ПОВІДОМЛЕННЯ



Blitz-PRO – безкоштовний on-line сервіс для математичного синтезу робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння різного типу та призначень. Сервіс дозволяє створювати цифрові двійники дизельних, бензинових та двопаливних двотактних і чотиритактних ДВЗ, які відображають роботу двигуна на усталених та неусталених режимів роботи.

Загальна концепція використання сервісу полягає в тому, що Користувач створює свій власний профіль (з унікальним логіном та паролем) та може створювати та керувати проектами для вирішення різних задач, пов'язаних з необхідністю синтезу робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння. Необхідні вхідні дані для виконання розрахунків, а також результати розрахунків зберігаються в базі даних, що дозволяє Користувачу отримувати негайний доступ до будь-якого проекту з будь-якого пристрою за власним профілем. Для прискорення початкового налаштування кожного проекту, запропоновано набір шаблонів. Кожен шаблон відповідає певному типу двигуна і / або типу розрахунків, що дозволяє Користувачу швидше отримати результати обчислень.

Сервіс Blitz-PRO доступний за посиланнями:

<http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index/signin>

<http://blitzpro.onmu.odessa.ua/application/index/signin>

Додаткова інформація доступна тут:


<https://www.facebook.com/blitzProMinchev>



СЕКЦІЯ 2

**ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ,
НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ
УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА
ТРАНСПОРТІ, НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ
СИСТЕМИ**

ДРУГЕ ДИХАННЯ УТИЛІЗАЦІЇ ВТОРИННОЇ ТЕПЛОТИ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ

Шостак В.П., Личко Б.М. 

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

пропульсивна суднова установка, малообертотвий двигун, утилізаційна парова турбіна, силова газова турбіна, поршнева парова машина, теплова схема, редуктор.

Аналізується ситуація, що склалася протягом минулого століття і на початку поточного у царині використання вторинної теплоти на транспортних дизельних суднах шляхом її глибокої утилізації.

У 70-ті роки минулого століття спостерігалась поява транспортних суден з глибокою утилізацією вторинної теплоти (УВТ), перш за все теплоти відхідних від малообертотвого двигуна (МОД) газів.

На виході з МОД, після його турбокомпресорів, у режимі повного ходу температура газів складала близько 400 °С. Вони мали значну ексергію, що робило їх привабливими для одержання електроенергії в утилізаційних турбогенераторах (УТГ), які споживали пару від утилізаційних котлів.

В той же час вітчизняний флот – флот Радянського Союзу – поповнювався серіями танкерів зарубіжної побудови з головними суднами: "Леонардо да Вінчі" (Італія), "Спліт" (Югославія) і "Лисичанськ" – "Луганськ" (Японія). На цих суднах були встановлені УТГ. У Херсоні будувалась серія середньотоннажних танкерів типу "Командарм Федько" – "Дмитро Медведєв", окремі судна якої, наприклад "Володимир Коккінакі" оснащувались також УТГ [5]. І не тільки вказані судна мали подібні системи так званої глибокої утилізації вторинної теплоти (СГУ ВТ).

Таким чином, вказана утилізація із теорії перейшла в практичну площину, коли УТГ покривали в значній мірі потреби суден в електроенергії на ходових режимах. Широке застосування утилізаційних котлів (УК) значних габаритів і УТГ свідчили, що утилізація вторинної теплоти, так би мовити, дихала на повні груди.

Розробки по глибокій утилізації базувались на досвіді минулого. На початку минулого століття парові поршневі машини (ППМ) значної потужності досягли вершини свого розвитку. І подальше збільшення пропульсивної потужності обумовило появу комбінованої пропульсивної установки: "поршнева машина – парова

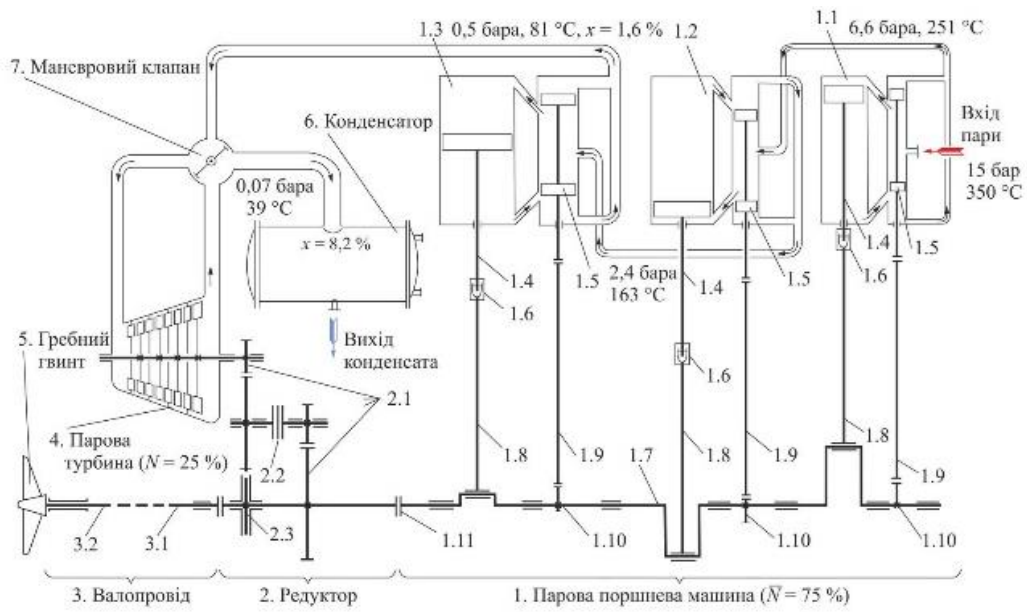
турбіна". Остання споживала низькопотенційну пару, яка вже відпрацювала в трициліндровій ППМ – рис. 1 [1, 6]. Отже, така парова турбіна по суті утилізувала низькопотенційну вторинну теплоту, тобто так само як і УТГ. У цьому випадку вся механічна енергія передавалась на гребний гвинт з застосуванням відповідного редуктора (поз. 2 на рис. 1,а).

Нами була запропонована у 70-х роках дизельна пропульсивна установка з утилізаційним гребним турбозубчастим агрегатом (УТГЗА) з максимально можливим охолодженням відхідних газів (до 140 °С) [2], але інертна радянська суднобудівна галузь не була спроможна це реалізувати.

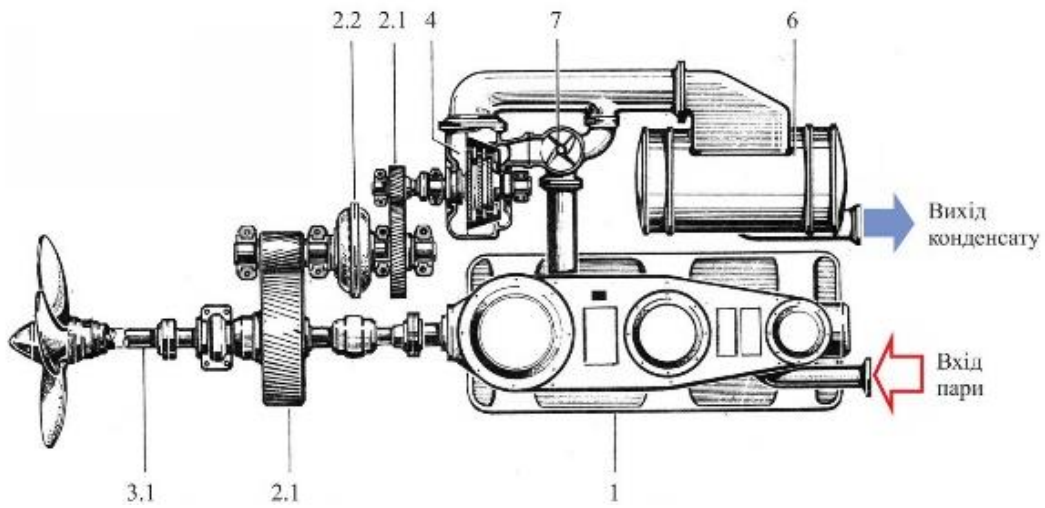
Наприкінці 80-х років минулого століття МОД були суттєво удосконалені. Їх ККД від 40 % досягнув 50 %, що знизило температуру відхідних газів до 250-280 °С. І глибока утилізація захлинулась: "перестала дихати". Таким чином, 60-70-ті роки минулого століття – це перше дихання, такої привабливої, утилізації вторинної теплоти.

Початок поточного століття характеризується появою крупних контейнеровозів (довжина ~ 400 м, ~15000 TEU) з проектною швидкістю ходу біля 25 вуз., що обумовило значну потужність головного двигуна – МОД.

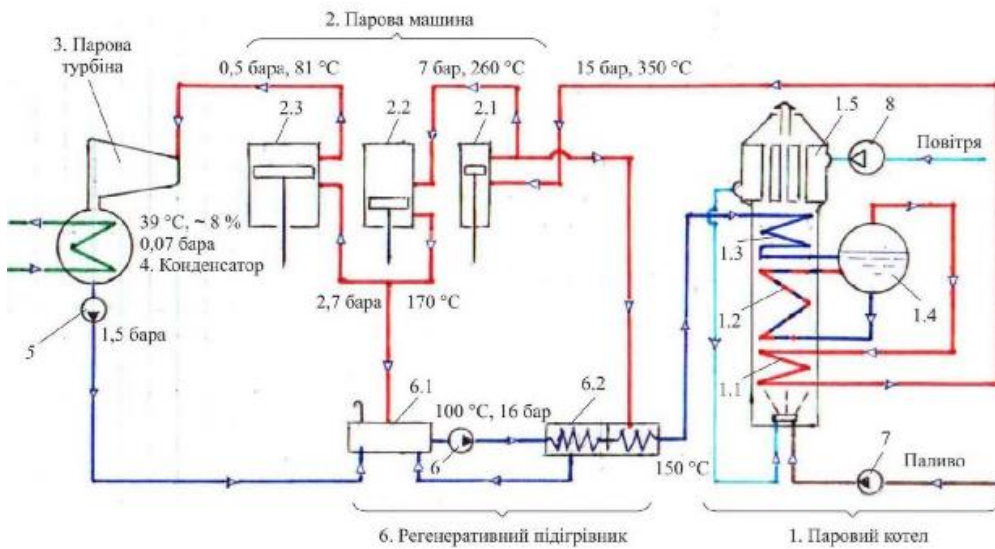
Вдала комерційна діяльність датської компанії Maersk дозволила застосувати на суднах цієї компанії СГУ ВТ, що базувалось на теоретичних розробках закордонних фахівців (наприклад [9], [10]). Зокрема, на серійних контейнеровозах типу "Emma Maersk" на валопроводі, на його валах, було встановлено по два електродвигуна. Вони живляться від групового розподільного щита, до якого надходить електроенергія і від УТГ, який обертається завдяки газовій і паровій турбінам.



а)



б)



в)

Рисунок 1. Пропульсивна установка з паровою поршневою машиною і паровою турбіною: а – теплова схема без регенерації теплоти; б – об’ємне зображення; в – принципова схема основних систем регенеративної установки

Таким чином, початок поточного століття – це друге дихання глибокої утилізації вторинної теплоти на суднах з МОД.

Нами запропоновано суттєву (по своїй глибині) утилізацію не тільки теплоти відхідних газів, а й теплоти стисненого в турбокомпресорах повітря, оскільки його температура перевищила 200 °С [3, 4, 7, 8]. Крім того, спостерігається стабільне її зростання.

На рис. 2 зображена розроблена нами теплова схема, в якій реалізується термодинамічний цикл "пар–конденсат" з максимально можливим охолодженням і газів, і повітря. До утилізаційної турбіни (позиція 8 на рис. 2) підводиться пара трьох тисків. Турбіна є складовою УГТЗА. Він під'єднується до валопроводу через редуктор-мультиплікатор німецької фірми Renk [4, 6]. Застосування сучасних систем автоматизації забезпечить роботу такої, значно ускладненої, пропульсивної установки.

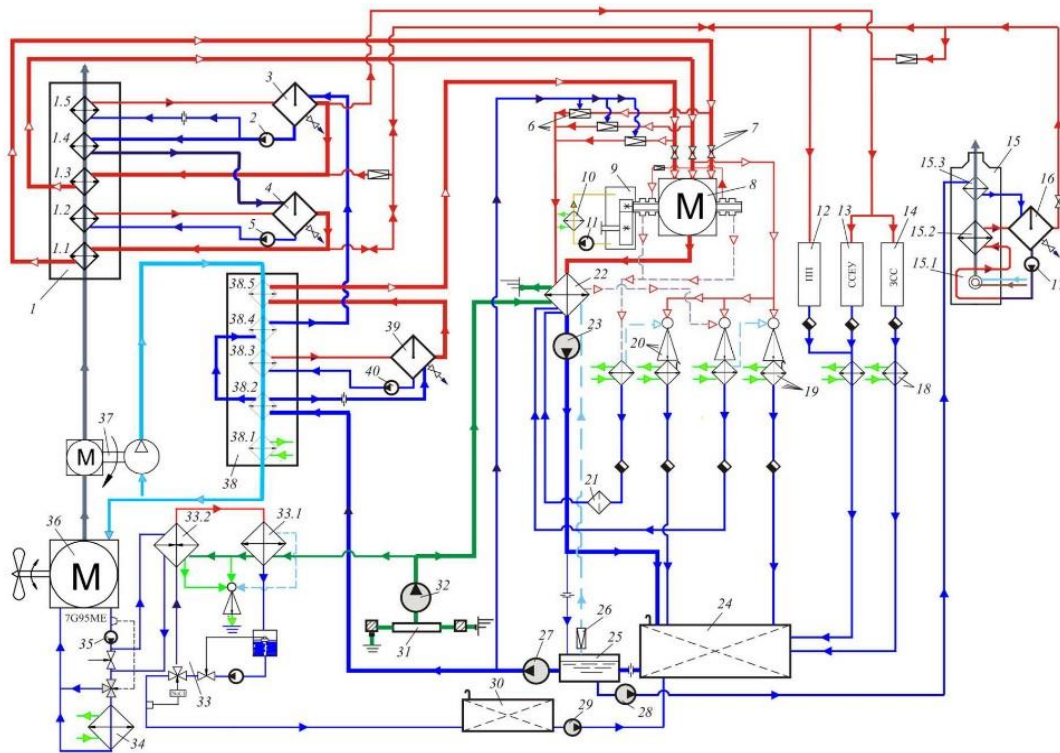


Рисунок 2. Розгорнута теплова схема УВТ для контейнеровоза E-класу

Висновки

На думку закордонних дослідників і на наш погляд (на підставі чисельних теоретичних розробок) потужність утилізаційної турбіни сягає ~ 10 % потужності МОД.

На це треба зважити фахівцям ІМО й запровадити безперечні заходи поетапного впровадження глибокої утилізації вторинної теплоти на цивільних суднах з прямою передачею потужності на гвинт. Адже йдеться про зменшення шкідливих викидів у морське довкілля на 10 %.

Друге дихання утилізації вторинної теплоти не повинно зупинитися!

Література

[1] Допатка Р. Книга о судах [Текст]: пер. с нем. / Р. Допатка, А. Перепечко. – Л.: Судостроение, 1981. – 208 с.

[2] Захаров, Ю.В. Анализ экономической эффективности способов утилизации тепла отходящих газов судовых дизелей [Текст] / Ю.В. Захаров, В.П. Шостак // Судостроение, № 8, 1972. – С. 31–35.

[3] Шостак, В.П. Глибока утилізація теплоти відхідних газів і стисненого повітря сучасного малооборотного двигуна [Текст] / В.П. Шостак, А.Ю. Манзюк // Віс. НУК. – Миколаїв, 2016., – С. 21–25.

[4] Шостак, В.П. Передача механічної енергії від утилізаційної турбіни на гребний гвинт [Текст] // В.П. Шостак, Б.М. Личко, А.Ю. Манзюк // "Суднова енергетика: стан та проблеми" – Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції 7-8 листопада 2019 р. – Миколаїв: НУК. – С. 35-37.

[5] Шостак, В.П. Практична підготовка судових механіків: навчальний наочний посібник [Текст] // В.П. Шостак, Ю.В. Кісетов. – Миколаїв:

НУК і ФОП Ємельянова Т.В., 2020 – 199 с.

[6] Шостак, В.П. Системи суднових дизельних установок. Робочий зошит [Текст]: навчально-наочний посібник / В.П. Шостак, А.І. Кісарова. – Миколаїв: НУК, 2021. – 128 с.

[7] Шостак, В.П. Споживачі теплової енергії в суднових системах глибокої утилізації вторинних енергоресурсів [Текст] // В.П. Шостак, А.Ю. Манзюк // Зб. докладів на конференції НУК, 2016.

[8] Шостак, В.П. Суднові пропульсивні установки з головним поршнеvim двигуном і утилізаційною паровою або газовою турбіною [Текст] // В.П. Шостак, Б.М. Личко, А.Ю. Манзюк // "Суднова енергетика: стан та проблеми". – Матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції 4-5 листопада 2021 р. – Миколаїв: НУК. – С. 299-301.

[9] Schmid, H. Less Emissions Through Waste Heat Recovery [Tex] / Heinrich Schmid// Switzerland: Wärtsilä Corporation, 2004. – p. 10.

[10] Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emission and EEDI [Tex] / MAN Diesel & Turbo // Copenhagen, Denmark, p. 30.

Відомості про авторів

Володимир Шостак, к.т.н., професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8071-389X](https://orcid.org/0000-0002-8071-389X).



Богдан Личко, к.т.н., доцент, в.о. завідувача кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-3943-9689](https://orcid.org/0000-0003-3943-9689).



ВИКОРИСТАННЯ ГОМОГЕНІЗАТОРУ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЇ ПАЛИВА ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА

Врублевський Р.Є. 

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

гомогенізатор, паливо, екологічні показники.

У даній роботі розглянуті можливості удосконалення системи паливопідготовки суднового малообертового дизеля, що забезпечує економію палива та підвищення екологічних показників головного двигуна за рахунок використання гомогенізатору. Як показує аналіз, найбільша ефективність процесу гомогенізації й менша металоємність може бути отриманою від використання в якості гомогенізатору – гідродинамічного кавітатору особливої конструкції. Застосування подібної установок дозволить збільшити коефіцієнт корисної дії, зменшити трудомісткість виготовлення, підвищить надійність роботи. Впровадження запропонованої конструкції гідродинамічного кавітатору у штатну видаткову паливну систему суднових дизелів не потребує істотних витрат, а модернізація може бути виконана або силами екіпажу, або на будь-якому судноремонтному заводі.

Вступ

Морський флот постійно поповнюється судами збільшеної вантажопідйомності з потужними дизелями. У зв'язку з погіршенням якості важких палив і загостренням загальних проблем експлуатаційних витрат важливість ефективної підготовки палива на судах усвідомлюють всі експлуатаційники. Відзначена тенденція змусила фахівців розробити вдосконалені установки, системи й хімічні добавки для обробки палив з більш високою щільністю й більш високим, ніж у минулому, вмістом асфальто-смолистих речовин, сірки, механічних домішок і води. Використання важких палив привело до підвищених спрацювань деталей циліндро-поршневої групи й паливної апаратури, нагарам і збільшенню кількості шламу при паливопідготовці. Тому на морському транспорті все більшого розповсюдження набуває перспективний гідродинамічний метод паливопідготовки – гомогенізація. Який дозволяє руйнуються асфальто-смолисті утворення і рівномірно розповсюджуються у паливному середовищі та призводить до поліпшеного згоряння палива.

Викладення основного матеріалу

Гідродинамічний спосіб гомогенізації палива

отримав найбільш широке застосування. Принцип дії гідродинамічного гомогенізатора ґрунтується на різкому зниженні тиску палива шляхом пропускання його під тиском 15...20 МПа крізь щілину запірного клапану. Завдяки ефекту гомогенізації, який виникає при редуванні тиску, асфальто-смолисті утворення руйнуються і рівномірно розповсюджуються у паливному середовищі.

Найбільш близьким за технічною сутністю та досягає результату є генератор кавітації, що містить корпус з внутрішньою робочою камерою і патрубками для підведення в камеру і відведення з неї рідини, розміщений в камері приводний вал і встановлений на валу активатор в якому активатор виконаний у вигляді диска на якому по нормалі до його бічних поверхнях, уздовж радіуса активатора на пілонах обтічної форми встановлені рухливі активатори, що перекривають робочу камеру з деяким зазором від її торцевих стінок, а на торцевих стінках робочої камери, також на обтічних пілонах, встановлені подібні нерухомі кавітатори, при цьому рухомі і нерухомі кавітатори в поперечному перерізі мають форму кола, а торці кавітаторів виконані округленими.

Недоліком даного кавітатора є значний час на розігрів робочої рідини, а так само складність

виготовлення деталей.

Завданням обраного кавітатора є усунення вищевказаних недоліків, що забезпечило отримання наступного технічного результату:

- збільшення коефіцієнта корисної дії;
- зменшення трудомісткості виготовлення;
- надійність в роботі і обслуговуванні пристрою;
- поліпшення екологічної обстановки.

Суть обраного кавітатора полягає в тому, що в генераторі кавітації, що містить корпус з внутрішньою робочою камерою і патрубками для підведення і відведення робочої рідини, приводний вал з встановленим на ньому активатором, пропонується: активатори жорстко закріпити на ступиці, приводного валу, причому активатори виконати у вигляді лопатей, площина яких забезпечити наскрізними каналами виконаними у вигляді сопел Лавалю, а внутрішня поверхня корпусу забезпечити радіальними і поздовжніми канавками.

На рис. 1 схематично зображено поздовжній розріз гідродинамічного кавітатора.

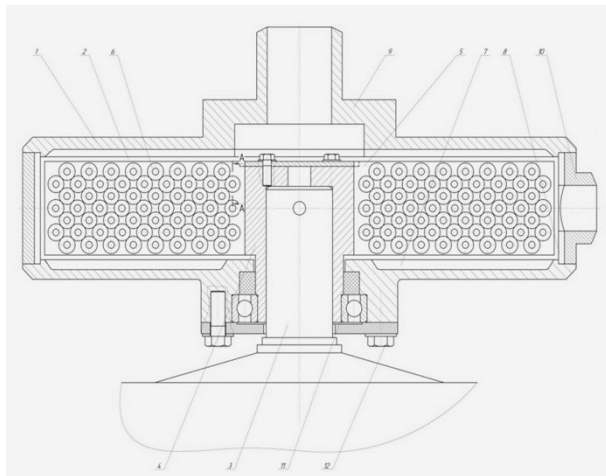


Рисунок 1. Гідродинамічний кавітатор

Генератор містить корпус 1 з робочою камерою 2, всередині якої встановлений приводний вал 3, втулку 4, із закріпленою на ній активаторами у вигляді лопатей 5. На площині лопатей 5 виконані наскрізні канали 6, у вигляді сопел Лавалю. Внутрішня поверхня корпусу 1 забезпечена радіальними канавками 7 і поздовжніми 8. Корпус 1 забезпечений входним патрубком 9 і відповідним патрубком 10.

Робота генератора здійснюється наступним чином:

Робоча рідина по входному патрубку 9 під певним тиском подається у внутрішню порожнину 2 корпусу 1 і заповнює її з одночасним

заповненням радіальних 7 і поздовжніх 8 канавок. Після чого від електродвигуна (на фіг. Не показано) обертання передається на приводний вал 3 і втулку 4, а разом з ним і обертання лопатей 5, які є активаторами робочої рідини. Робоча рідина в робочій камері 2 розкручується, набуваючи запас кінетичної енергії. У процесі обертання лопатей 5 створюється відцентрова сила, яка призводить до всмоктування робочої рідини через входний патрубок 9. Робоча рідина переміщується по радіальних канавках 7 до поперечних канавках 8, а також продавлюється через наскрізні канали 6, виконані у вигляді сопел Лавалю, що призводить до розшарування робочої рідини і створення безлічі кавітаційних бульбашок, які при схлопуванні виділяють велику теплову енергію. Одночасно, при обертанні лопатей 4 з великою швидкістю відбувається перекриття радіальних канавок 7 і поздовжніх канавок 8, по яких переміщується робоча рідина, при цьому робоча рідина, будучи загальмована в канавках 7 і 8, різко нагрівається, тобто відбувається гідродинамічний нагрів робочої рідини.

Робоча рідина під тиском через вихідний патрубок 10 подається споживачеві. Як видно, в цьому пристрої, відбувається активне виділення теплової енергії за рахунок:

- вихору, що утворюється при розкручуванні робочої рідини
- кавітації, що виникає за рахунок перехідних фаз - розтягування, стиснення, розриву, що утворюються при цьому в зонах високого і низького тисків при проходженні робочої рідини по каналах виконаних у вигляді сопел Лавалю
- гідродинамічного нагріву (різкої зупинки руху робочої рідини в радіальних і поперечних канавках). Періодичне проскакування лопатей 5 щодо радіальних 7 і поздовжніх 8 канавок підсилює динамічність освіти кавітаційних зон.

В даному випадку кавітація, що виникає в робочої рідини, відбувається в самій робочої рідини, а не на поверхні металу, тобто проходження її через канали у вигляді сопел Лавалю, в зв'язку з чим руйнування металевих поверхонь не відбувається.

Установка може бути виконана з декількох послідовно встановлених секцій.

Висновки

Застосування подібних установок дозволить збільшити коефіцієнт корисної дії, зменшити трудомісткість виготовлення, підвищить надійність роботи. Таким чином, в результаті застосування запропонованого гідродинамічного кавітатора виходить однорідна дрібнодисперсна гомогенна суміш, яка подається бустерним

паливопідкачуючим насосом безпосередньо до паливних насосів високого тиску і через форсунки в циліндри. Крім того, гомогенізатори запропонованої конструкції можуть використовуватися як змішувачі при введенні в паливо різних присадок. Впровадження запропонованої конструкції гідродинамічного кавітатору у штатну видаткову паливну систему суднових дизелів не потребує істотних витрат, а модернізація може бути виконана або силами екіпажу, або на будь-якому судноремонтному заводі.

Література

[1] Большаков В.Ф., Волосатов О.С. Исследование процессов гомогенизации топлив. – Тр. ЦНИИМФ, вып. 270, 1981, с. 82–92.

[2] Возницкий И. В. Практика использования морских топлив на судах / И. В. Возницкий. – СПб.: Изд-во ГМА, 2005. –124 с.

[3] Пахомов Ю.А., Коробков Ю.П., Дмитриевский Е.В., Васильев Г.Л. Топливо и топливные системы судовых дизелей: Учебник для ВУЗов. – 2-е изд. М.: ТрансЛит, 2007. – 496 с.

[4] Чулков П. В. Топлива и смазочные материалы: ассортимент, качество, применение, экономия, экология: справочное издание / П. В. Чулков. – М.: Политехника, 1996. – 304 с.

Відомості про авторів

Роман Врублевський, к.т.н, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-8686-3488](https://orcid.org/0000-0001-8686-3488).



ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ЕЛЕКТРОЛІЗНОЇ КОМІРКИ В УМОВАХ ІМПУЛЬСНОГО ЕЛЕКТРОЛІЗУ

Зіпунніков М.М. ✉

Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, Україна

Анотація

Ключові слова:

електроліз, джерело живлення, густина струму, комірка, водень.

Розглянуто технологію циклічного генерування водню та кисню, яка виключає необхідність використання розділових іонообмінних мембран. Визначено вплив дискретної подачі електричної енергії на електролізну комірку в залежності від електрохімічних реакцій, що протікають на активному залізному електроді. Проаналізовано застосування імпульсного режиму роботи електролізера щодо зменшення витрат електроенергії для отримання необхідної кількості водню (кисню).

Вступ

Світова енергетика в даний історичний період знаходиться на стадії масштабного переходу на екологічно чисті, поновлювані джерела енергії (вітер, сонце), які вимагають акумулювання великих обсягів енергії для згладжування нерівномірності і циклічності надходження енергії вітру і сонця. В цьому відношенні альтернативи використанню водню, як самого енергоємного та екологічно чистого енергоносія, практично не існує.

Порівняно низький (менше або близько 50 %) ККД повного циклу перетворення надлишкової електроенергії в водень і водню в електроенергію (за допомогою паливних елементів) не є стримуючим фактором, тому що використовується саме надлишкова енергія поновлюваних джерел, яка при відсутності акумулювання просто пропадає, тобто не використовується.

Електроліз води відрізняється від інших методів отримання водню простотою технологічної схеми, доступністю і дешевизною вихідної сировини. Разом з тим, основним недоліком електрохімічного методу отримання водню є його велика енергоємність.

Вибір оптимального складу електродних матеріалів та відпрацювання виготовлення електродів дозволяє суттєво підвищити ефективність електролізної генерації водню, тобто забезпечує зниження технологічних енерговитрат на виробництво водню. Подальше удосконалення методів і технологій екологічно чистого, недорогого та ефективного виробництва водню, в тому числі із використанням відновлюваних джерел енергії сприяє прискореному впровадженню

водневих технологій в паливно-енергетичний комплекс України.

Актуальність досліджень

Технології отримання водню, що базуються на процесах розкладання води шляхом електролізу, широко застосовують у різних галузях сучасної техніки. Разом з тим, основним недоліком електрохімічного методу одержання водню є його велика енергоємність. Тому актуальним завданням є розробка електрохімічних технологій генерації водню з мінімальними витратами електроенергії, які можуть бути інтегровані до складу автономних енергетичних комплексів, які використовують відновлювані джерела енергії (сонце, вітер). Способів виробництва водню досить багато, проте одним з найефективніших є електроліз води з використанням імпульсного джерела живлення [1, 2].

Аналіз імпульсного режиму роботи електролізера

Для оцінки ефективності електролізу при імпульсному живленні приймається гіпотеза для імпульсу живлення про експоненційну залежність струму від часу.

Отже, при подачі імпульсу заряду комірки напруга на комірці змінюється за експоненційним законом

$$U(t) = U_m (1 - e^{-\alpha t}),$$

де α – показник експоненти, який залежить від швидкості зміни напруги.

Вважаючи, що використовується джерело з великим внутрішнім опором та ємнісний характер осередку, проявляється суттєва нелінійність вольтамперної характеристики осередку.

В даному випадку передбачається рівняння органічного зростання:

$$\frac{dU}{dt} = -\alpha U.$$

При аналізі енергетичних витрат враховуватимемо особливості вольтамперної характеристики комірки (рис. 1). Наявність нелінійності пов'язано з властивостями електроліту, а саме з наявністю порогового потенціалу, після якого починається процес електролізу.

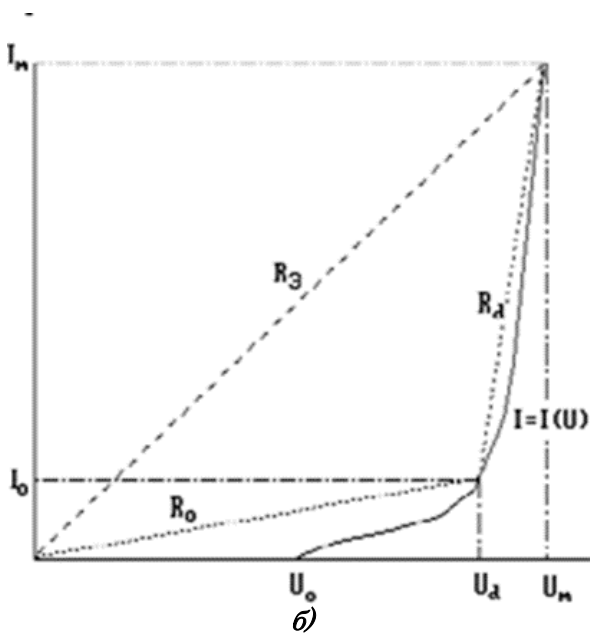
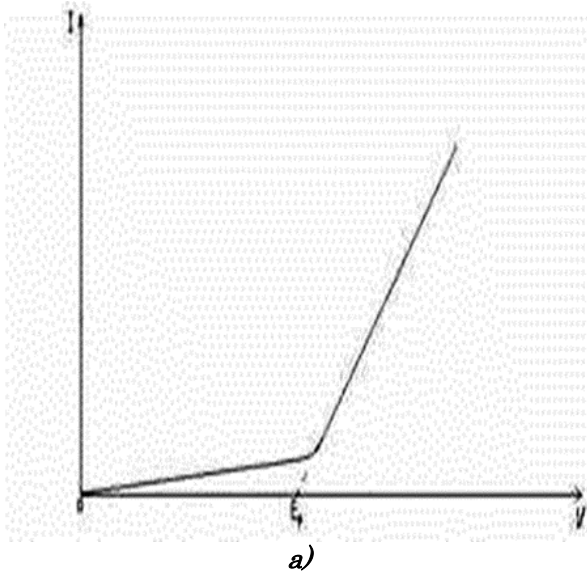


Рисунок 1. Вольтамперна характеристика (ВАХ) комірки: а) теоретична характеристика; б) реальна характеристика

При роботі напруга на комірці мало залежить

від струму, особливо при значній густині струму (рис. 1), при цьому динамічний опір комірки коливається від 0,1 до 0,01 Ом.

При малих постійних часі комірки $\tau_1 \rightarrow 0$ та тривалих прямокутних імпульсах середня потужність описується виразом

$$P \approx \frac{U_m I_0 t_1}{t_1 + t_1} = \frac{U_m I_0}{S},$$

де свердловість

$$S = (t_1 + t_2) / t_1.$$

Отже, зі збільшенням свердловості витрачаєма потужність падає, але падає і середній струм в комірці. За умов сталості середнього струму для прямокутного імпульсу $I = I_0 \cdot S$ середній струм дорівнює

$$I = I_0 t_1 / (t_1 + t_2) = \frac{I_0}{S}.$$

Припускаючи, що струм у періоді релаксації спадає за експонентою

$$I_2(t) = I_0 e^{-\alpha 2t},$$

знаходимо вихід водню як

$$W(t) = \frac{I(t)}{F}.$$

Раціональний вибір постійного струму забезпечує підвищення ефективності процесу

$$\eta_0 = \frac{I_1 + I_2}{I_0} = \frac{I_0 (t_1 - \tau_1 + \tau_2)}{I_0 (t_1 + t_2)},$$

$$\eta_0 = (t_1 - \tau_1 + \tau_2) / (t_1 + t_2),$$

$$1/2 \leq \eta_0 \leq 1.$$

Таким чином, виграву за продуктивністю по відношенню до постійного струму немає, але за витратами енергії вигравш отриманий досить суттєвий. Імпульсний режим роботи електролізера різко зменшує витрати електроенергії отримання необхідної кількості водню. У системах з релаксацією у зовнішньому середовищі можливе підвищення ефективності процесу. Вхід не перевищує вихід на постійному струмі. Для підвищення ефективності процесу необхідно мати близькі значення часу заряду комірки та постійну часу її заряду.

При використанні електродів пористої структури змінюється розподіл густини струму по глибині пори. В результаті кінетика

електрохімічного процесу для елементарної площадки електрода буде визначатися її геометричними координатами. Дослідження електрохімічних показників і кількості електрики в системах з розподіленими параметрами є важливим не тільки з теоретичних міркувань, а й з практичної точки зору, тому що ця характеристика пов'язана з оцінкою проникаючої здатності електролітів, що застосовуються в лужних електролізерах [3, 4].

В рамках макрооднорідної моделі для електродної реакції за сталої в просторі і часі концентрації компонентів розчину розподіл потенціалів може бути описано рівнянням

$$\frac{d^2u}{dx^2} = \rho \cdot s \cdot E(u),$$

за граничних умов

$$\left. \frac{du}{dx} \right|_{x=0} = 0, \quad J = -\frac{1}{\rho} \text{grad} u \Big|_{x=-1},$$

де u – потенціал поляризації;
 J – вихідна густина струму;
 ρ – ефективний питомий опір;
 l – половина товщини електрода;
 $E(u)$ – вольт-амперна залежність;
 s – питома поверхня одиниці об'єму електрода.

Аналізуючи розподіл струму по глибині пори встановлено, що в режимі постійного струму незалежно від його значення процес завжди наближається до поверхні, причому, чим вище значення густини струму, тим менше частка кількості електрики, що локалізується в глибині пори.

З метою оптимізації процесів газовиділення і спрощення систем живлення електролізної установки, був виконаний ряд експериментальних досліджень щодо застосування дискретної подачі струму для здійснення електрохімічних процесів [5-8].

Відсутність даних про вплив дискретної подачі струму на кінетику цих процесів, зумовила необхідність дослідження зазначених факторів на реакції газоутворення водню при електрохімічному розкладанні води.

На рис. 2 наведено циклограми зміни напруги виділення водню і кисню з переривчастою подачею струму на водневому напівциклі. На напівциклі виділення O_2 подача струму на електролізну комірку постійна.

Зафіксовано, що зростання часу знеструмлення від 1,2 с до 3 с призводить до відповідного

збільшення часу процесу окислення на водневому напівциклі в 2,4 рази, при цьому подача струму на кисневий напівцикл відбувалася безперервно. Загальна кількість водню (кисню), що виділився на відповідних напівциклах, залишалася незмінною і становила $V_{H_2} = 15$ мл ($V_{O_2} = 7,5$ мл).

Поляризація при окисненні активної маси електрода викликана уповільненням дифузії іонів OH^- , при цьому швидкість дифузії знижується в міру збільшення товщини шару заліза, що прореагувало. Тому при здійсненні циклів окислення і відновлення кількість залученого в реакцію заліза при електролізі визначається глибиною проникнення процесу відновлення в об'єм активного електрода.

Аналізуючи вольт-амперну характеристику, представлену на рис. 2, слід зазначити, що підвищення напруги супроводжується поляризацією при окисненні активної маси електрода. Це явище викликане уповільненням дифузії іонів OH^- зі збільшенням товщини шару заліза, що прореагувало.

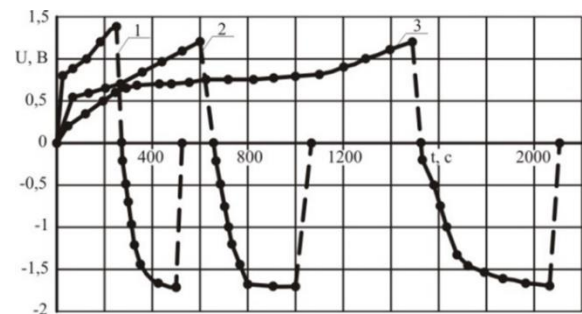


Рисунок 2. Зміна напруги повного циклу виділення водню і кисню при електролізі з використанням електродного пакета Легована сталь - Fe_n (при $j = 0,015$ А/см²) [7]: 1 – подача струму безперервна на обох напівциклах; 2 – переривчаста подача струму на водневий напівцикл 1,2 с і знеструмлення 1,2 с; 3 – переривчаста подача струму на водневий напівцикл 1,5 с і знеструмлення 3 с

Висновки

Встановлено, що імпульсний режим роботи електролізера різко зменшує витрати електроенергії на отримання необхідної кількості водню. У системах з релаксацією у зовнішньому середовищі можливе підвищення ефективності процесу та визначено основні параметри дискретної подачі струму. Вхід не перевищує вихід на постійному струмі. Для підвищення ефективності процесу необхідно мати близькі час заряду та постійну час заряду, а також створювати умови для максимального значення постійного часу розряду.

Протікання електрохімічних реакцій на

електродах здійснюється тільки при досягненні певного значення напруги та супроводжується зміною напруги при переривчастій подачі струму на електролізній комірці. Дана обставина викликає додаткові втрати в електрохімічній системі і не сприяє покращенню енергетичних характеристик процесу, але дає можливість постачати електричну енергію на електролізну комірку безпосередньо від первинного джерела енергії (сонце, вітер) у складі вітроенергетичного комплексу та працювати через комутаційно-інверторний блок або на пряму від первинного джерела енергії.

Література

[1] Богомолов В.С. Судовые электроэнергетические системы и их эксплуатация / В.С. Богомолов. – М.: Мир, 2006. – 320 с.

[2] Fuel Cell Stack Режим доступа: <http://uk.mathworks.com/help/physmod/sps/powersys/ref/fuelcellstack.html>

[3] Растет мировой спрос на возобновляемые источники энергии / Enkorr: официальный сайт. 2019. http://enkorr.com.ua/a/news/Rastet_mirovoy_spros_na_vozobnovlyaemie_istochniki_energii_%E2%80%94%94_OON/238045.

[4] Шовкопляс С. Сонячна енергетика – тенденції року. Air Water Therm. 2019. <https://awtherm.com.ua/solnechnaya-energetika-tendencii-goda/>

[5] Zipunnikov M.M. Formation of potassium ferrate in a membrane-less electrolysis process of water decomposition. Питання хімії та хімічної технології. 2019. № 5. С. 42-47.

[6] Solovey V., Shevchenko A., Zipunnikov M., Kotenko A., Nguyen Tien Khiem, Bui Dinh Tri, Tran Thanh. Development of high pressure membraneless alkaline electrolyzer. International Journal of Hydrogen Energy. 2021. V. 47(11). P. 6975–6985. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.01.209>

[7] Shevchenko A., Zipunnikov M., Kotenko A. Adaptation of the high-pressure electrolyzer in the conditions of joint operation with TPP and NPP power-generating units. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2020. № 6. P. 76-82. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2020-6/076>

[8] Solovey V., Shevchenko A., Zipunnikov M., Kotenko A., Vorobyova I. Basic Operation Principles and Control Algorithm for a High-pressure Membrane-less. Electrolyser Journal of Mechanical Engineering. 2018. V. 21(4). P. 57-63. <http://dspace.nbu.gov.ua/handle/123456789/158808>

Відомості про авторів

Микола Зіпунніков, к.т.н, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-0579-2962](https://orcid.org/0000-0002-0579-2962).



ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ ВОДЕНЬ ВМІСТКИХ СУМІШЕЙ ДЛЯ ПОЛІПШЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Авраменко А.М. [✉], Левтеров А.М.

Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, Україна

Анотація

Ключові слова:

водень, кисень, дизельний двигун, процес згоряння, екологічні показники, енерговитрати.

В роботі розглянуто проблему поліпшення екологічних показників дизельного двигуна шляхом додавання мікродомішок водню та кисню до свіжого заряду. Порівняльні експериментальні дослідження проведено на дизельному двигуні 1Ч8,5/11 при роботі на характерних експлуатаційних режимах. Стехіометрична суміш водню та кисню генерується у лужному електролізері. Показано, що додавання мікродомішок водню та кисню дозволяє поліпшити екологічні показники двигуна, в першу чергу по таким чинникам, як незгорілі вуглеводні та монооксид вуглецю.

Вступ

Підвищення вимог до екологічних показників сучасних дизельних двигунів потребує використанні комплексного підходу для їх реалізації. Необхідно шляхом певного впливу на паливо, повітря та робочий процес досягти зниження рівня викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами. Використання водню для поліпшення екологічних показників ДВЗ різних типів досліджується багато років [1-3]. Генерування водню на борту транспортного засобу має свої переваги та недоліки [1]. Основними перевагами такого підходу є відсутність необхідності зберігання запасу водню на борту (менша маса транспортного засобу, не потрібна прив'язка до заправних станцій вибухо- та пожежна безпека транспортного засобу). До недоліків можна віднести – енерговитрати на генерування водню та необхідність розміщення електролізера на борту транспортного засобу.

Актуальність досліджень

Системи генерування суміші водню та кисню використовуються для поліпшення екологічних показників ДВЗ [1]. Бортові, лужні, електролізери, зазвичай, мають напругу 12-24 В та встановлюються під капотом авто. Після сепаратора суміш водню та кисню подається у впускний колектор ДВЗ. При згорянні паливоповітряної суміші на ділянках, поблизу стінок камери згоряння, різко знижується температура газу та полум'я, що сприяє неповному згорянню палива та формуванню токсичних сполук. Наявність

мікродомішок водню дозволяє інтенсифікувати процес згоряння та сприяє збільшенню повноти згоряння палива, зниженню нагароутворення на стінках камери згоряння та поліпшенню екологічних показників ДВЗ. Як відомо, кожен Ватт додаткової електроенергії отриманий на борту транспортного засобу дуже впливає на витрату палива. Тому вибір раціональних конструктивних та режимних параметрів електролізера має вирішальне значення для його ефективного використання [4-5].

Викладення основного матеріалу

Порівняльні експериментальні дослідження з оцінки впливу мікродомішок водню на екологічні показники дизельного двигуна 1Ч 8,5/11 були проведені при роботі двигуна на характерних експлуатаційних режимах. Основні результати дослідження наведено у табл. 1.

Таблиця 1. Результати порівняльних досліджень

N_e , кВт	0,8	1	1,2
CO, %	0,08	0,053	0,08
CO*, %	0,06	0,04	0
CH, млн ⁻¹	18	30	32
CH*, млн ⁻¹	-	-	-

* - з додаванням 1% водню по енергії внесеної з паливом.

Результати дослідження, наведені у таблиці, засвідчують про те, що додавання мікродомішок

водню до дизельного палива, у складі відпрацьованих газів дизеля на досліджуваних режимах відсутні незгорілі вуглеводні СН. Зниження концентрації оксиду вуглецю у відпрацьованих газах змінюється від 25 до 100 %, в залежності від вмісту мікродомішки водню у паливо-повітряній суміші.

Додавання мікродомішок водню та кисню майже не впливає на питому витрату палива та потужність двигуна. Але при певному напруженні [6], з урахуванням зменшення нагароутворення на поверхні деталей камери згоряння слід очікувати поліпшення паливної економічності, що пояснюється меншим гідравлічним опором на впуску та випуску.

Далі наведено етапи та результати дослідження процесів генерування стехіометричної суміші водню та кисню у бортовому лужному електролізері. Ця частина дослідження спрямована на вибір раціональних значень зазору між електродами для бортового електролізера, з урахуванням наявності робочих газів (водню та кисню) у зазорі.

З використанням чисельних методів у двовимірній постановці було проведено моделювання процесу течії газорідної суміші (суміші газів – водню й кисню та електроліту) для різних продуктивностей електролізної комірки.

Для опису процесу течії газорідної суміші використовувалася модель Ейлера, задача вирішувалась у нестационарній постановці у декартових координатах з урахуванням гравітації. Зазор між електродами – 4 мм.

Схема завдання граничних умов насичення електроліту воднем та киснем у міжелектродному зазорі наведена на рис. 1.

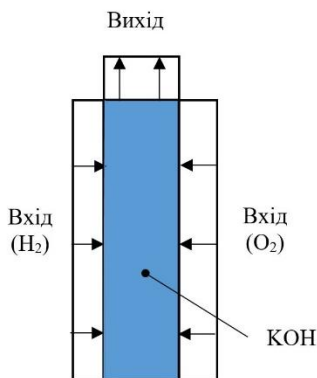


Рисунок 1. Схема завдання граничних умов

На вході задавалась швидкість потоку водню (з боку катоду) та кисню (з боку аноду), а на виході – параметри навколишнього середовища. В якості електроліту розглядався 30% розчин КОН.

Результати чисельного моделювання наведено на рис. 2 – 3.

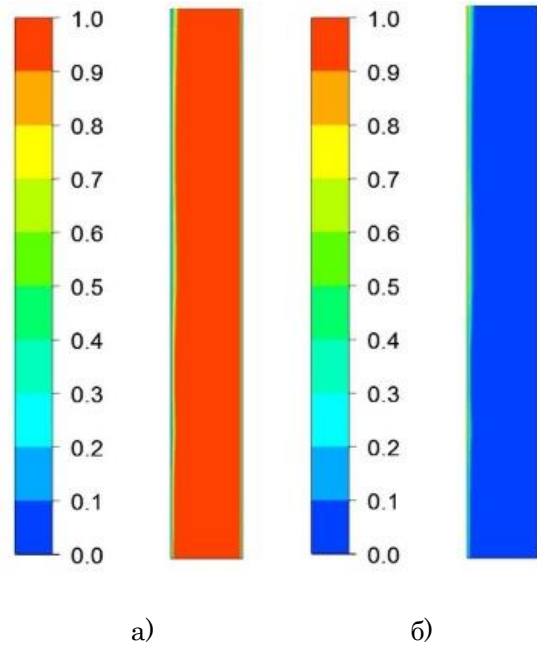


Рисунок 2. Розподіл об'ємної фракції електроліту (а) та водню (б) в процесі електролізу – продуктивність електролізної комірки по водню 3,33 л/год

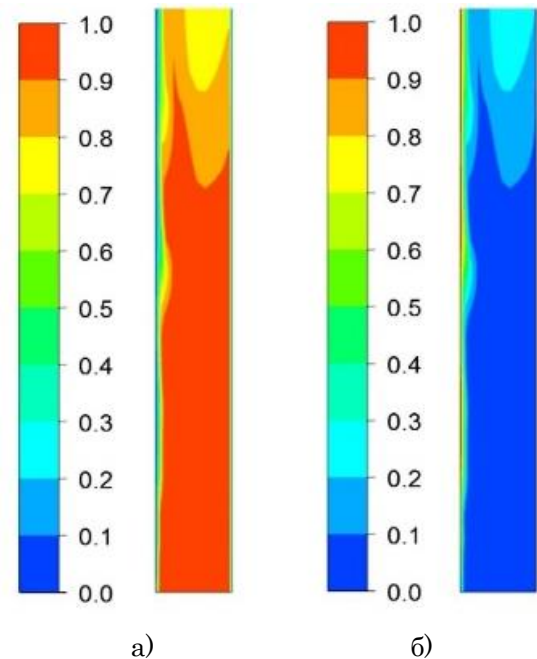


Рисунок 3. Розподіл об'ємної фракції електроліту (а) та водню (б) в процесі електролізу – продуктивність електролізної комірки по водню 9,99 л/год

Як бачимо, збільшення продуктивності електролізної комірки у 3 рази при незмінному зазорі між електродами призводить до збільшення газової фази у зазорі, що негативно впливає на електрохімічні процеси при генеруванні водню

та кисню та призводить до збільшення внутрішнього опору і енерговитрат на процес електролізу. Цей результат свідчить про те, що при створенні оптимального варіанту конструкції бортового електролізера необхідно враховувати витратні характеристики та параметри системи живлення транспортного двигуна, а саме, тиск у впускному колекторі і тип паливоподачі.

Висновки

По результатам проведеного порівняльного експериментального та розрахункового досліджень встановлено наступне:

- додавання мікродомішок водню та кисню, які можна генерувати безпосередньо у бортовому електролізері позитивно впливає на екологічні показники дизельного двигуна (в першу чергу по таким чинникам, як CO та C_nH_m);

- використання бортових лужних електролізерів має певні переваги до яких відносяться – відсутність необхідності мати запас водню, безпека використання та не виникає необхідність проходити сертифікацію у складі енергоустановки або транспортного засобу;

- стехіометрична суміш водню та кисню може генеруватися у постійному, або пульсуючому режимі, в залежності від алгоритму керування та особливостей експлуатації енергоустановки;

- вибір раціональних значень зазору між електродами, з урахування наявності в ньому газів (водню та кисню) дозволяє збільшити ефективність електролізера та зменшити енерговитрати на його роботу, що особливо важливо при використанні на транспорті.

Література

[1] Гутаревич Ю. Ф. Вплив добавки суміші водню з киснем на паливну економічність і токсичність бензинового двигуна в режимі холостого ходу / Ю. Ф. Гутаревич, А. О. Корпач, Є. В. Шуба, О. Д. Філоненко, І. В. Самойленко // Вісник [Національного транспортного університету]. - 2014. - № 30(1). - С. 78-85. – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vntu_2014_30\(1\)_12](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vntu_2014_30(1)_12).

[2] Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О. Поліпшення робочих характеристик дизельних двигунів за допомогою додавання водню // Водный транспорт. 2016. №2 (25). С. 24-28.

[3] Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О. Основні положення математичної моделі додавання водню на лінії високого тиску паливної апаратури // Вісник Херсонського національного технічного університету. 2017. Т. 1., № 3 (62). С. 233-237.

[4] Rusanov A. V Improvement of the membrane-free electrolysis process of hydrogen and oxygen production / A.V. Rusanov, V.V. Solovey, M.M. Zipunnikov // Naukovyi visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. Dnipro: Dnipro University of Technology. – 2021. – № 1. – P. 117–122. doi.org/10.33271/nvngu/2021-1/117

[5] Соловей В.В. Методи генерації водню та його застосування в енергетичних та технологічних установках / В.В. Соловей, А.В. Русанов, М.М. Зіпунніков, А.А. Шевченко, В.Б. Пода, В.І. Кривцова // Інноваційна взаємодія науки з вітчизняним паливно-енергетичним комплексом: досвід ІПМаш НАН України. Монографія за загальною редакцією Ю.М. Мацевитого. – Київ: Наукова думка, 2021. – С. 207–209. ISBN 978-966-00-1753-5

[6] Prospects of Using Hydrogen Microaddition to Improve Diesel Engine Ecological Indicators / A.M. Avramenko, A.M. Lievtierov, V.M. Bhandtsev, N.Yu. Hladkova, V.M. Kirieieva // Проблеми машинобудування. — 2019. — Т. 22, № 2. — С. 70-75. doi.org/10.15407/pmach2019.02.070

Відомості про авторів

Андрій Авраменко,

д.т.н., старший дослідник, завідувач відділу водневої енергетики, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-8130-1881](https://orcid.org/0000-0001-8130-1881).



Антон Левтеров, к.т.н., співробітник, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу водневої енергетики, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-5308-1375](https://orcid.org/0000-0001-5308-1375).



СУЧАСНИЙ РОЗВИТОК СУДНОВИХ ВІТРЯНИХ СИСТЕМ

Настасенко В.О.[✉], Проценко В.О., Бабій М.В.

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

декарбонізація на транспортному флоті, сучасні вітрильні системи суден.

Вітрильна енергетика на судні була основною 120 років тому. Нове відродження вітрильників не сталося, що потребує аналізу проблем. Їх вирішення є актуальною задачею, яка складає головну мету виконуваної роботи. Її наукову новизну складає обґрунтування кращих варіантів сучасних суднових вітрильних систем і вироблення рекомендацій з їх використання. Методи дослідження ґрунтовані на порівнянні технічних і економічних показників. Результати роботи. У 2019 році були виділені ТОП-7 проектів суднових вітряних систем. Їх подальший розвиток наведений в даній роботі. Висновки. Всі суднові вітряні системи мають недоліки і переваги, що потребує вибору кращих варіантів. Основні проекти вітрильників постійно розвиваються і проходять випробування на яхтах та моделях.

Вступ

Проблема декарбонізації діяльності людини є однією з найбільш важливих в умовах постійно зростаючої загрози глобального потепління. Вона вирішується по-різному в усіх сферах сучасного суспільства, насамперед у галузях техніки та технології. Транспортний флот не міг бути осторонь від вирішення цієї проблеми, оскільки споживає близько 6% загального обсягу нафтового палива, а частка парникових газів, що утворюються при його спалюванні, становить $\approx 3\%$ від їх загальної кількості.

Актуальність досліджень

Враховуючи, що згідно рішень Саміту [1], для зменшення загрози парникового ефекту необхідно скорочувати викиди парникових газів на 7,4% щорічно, тому декарбонізація енергетичних систем транспортного флоту дозволяє вирішити цю проблему на 40%. У рамках перших кроків вирішення проблеми декарбонізації, Міжнародна морська організація (ІМО) в Додатку VI Конвенції «МАРПОЛ 73/78» ввела обмеження на викиди шкідливих речовин при спалюванні суднового палива [2]. Найсуворіші вимоги почали діяти в 2009 році з введенням індексу енергоефективності (EEDI) [3] суден, який

обмежує викиди CO₂.

Серед основних технічних способів вирішення цієї проблеми ІМО рекомендує використання енергії вітру та сонця. Однак поки що EEDI вирішує проблему лише скороченні шкідливих викидів. Повний перехід транспортного флоту на альтернативну енергетику – це складний майбутній крок у вирішенні проблеми декарбонізації.

Суднова вітрова енергетика визнана більш перспективною, ніж сонячна. Це пояснюється низьким ККД сонячних напівпровідникових систем. Для найдешевших з них, з кремнію, ККД=16-18%, пікове значення 0,185 кВт/м² в сонячні дні опівдні в екваторіальній зоні, яке на 40 широтах падає в 2 рази і до середньої величини 0,03 кВт/м² за добу, через різний час доби і похмурі дні. Більш ефективні системи дуже дорогі для транспортного флоту. Тому потужності сучасних суден вимагають дуже великих площ, яких вони не мають. В результаті в судновій енергетиці цей шлях використовується, тільки як додатковий, для живлення допоміжних суднових систем.

Вважається, що вітрильна енергетика на судні може бути основною, як і 120 років тому. Проте аналіз запропонованих суднових вітрильних систем показав, що з початку відродження

вітрильного флоту у 60-ті роки 20-го століття, переходу на вітряну енергетику не сталося, що потребує детального визначення такої можливості. Вирішення цієї проблеми є актуальною задачею, яка становить **головну мету** виконуваної роботи. Її **наукову новизну** складає обґрунтування кращих варіантів сучасних суднових вітряних систем і вироблення рекомендацій щодо їх використання. **Методи дослідження** ґрунтуються на порівнянні технічних і економічних показників суднових вітряних систем, що аналізуються.

Викладення основного матеріалу

Над проблемою використання вітряної енергії на флоті працюють усі провідні морські держави світу (Японія, Велика Британія, Франція, Німеччина, Швеція, Іспанія, Китай та ін.). Велику увагу їй приділяють в компанії Sea Shepherd Ocean Action, яку зараз очолює капітан Paul Watson. У 2019 році він виділив ТОП-7 проектів суднових вітряних систем, які визнав найкращими на той час [4].

Таблиця 1. ТОП-7 проектів суднових вітряних систем капітана Уотсона

<i>Рейтинг</i>	<i>Назва проекту</i>	<i>Особливості проекту</i>
7	B9 Sail Cargo Ship	Вітрила з поворотними щоглами, які встановлені по осі судна і не мають такелажу для їх кріплення з корпусом, що спрощує їх поворот і керування.
6	Eco Marine Power Wind-Solar Ship	Велика кількість жорстких поворотних вітрил, які встановлені на обох бортах корпусу судна і використовують енергію вітру і сонця.
5	Sky Sails / Kite Ship	Гнучкі підйомні вітрила – буксирувальні повітряні змії, які встановлені на носі судна для його руху за вітром.
4	Flettner Rotor Ship	Вертикальні обертальні циліндри, які відтворюють ефект Магнуса у якості рушія судна.
3	NYK ECO Ship 2030	Комплексна система гнучких підйомних вітрил, сонячних батарей та удосконалення обтічності корпусу, надбудов і усіх енергетичних систем судна.
2	STX Eoseas	5...6 щогл висотою більше 100 м з гнучкими підйомними і поворотними вітрилами.
1	E/S Orcelle	Жорсткі підйомні вітрила з сонячними батареями на їх поверхні та гідрохвильовими плавниками, які перетворюють енергію руху хвиль.

Однак на базі детального аналізу позитивних і негативних якостей цих проектів, в [5] були запропоновані нові Топ-7 проектів суднових вітрових систем, в яких:

- E/S Orcelle (Швеція) мав базовий рейтинг 1 місце, новий рейтинг 7 місце.
- Sky Sails/Kite Ship (Німеччина) базовий рейтинг 5 місце, новий рейтинг 6 місце.
- STX Eoseas (Франція) базовий рейтинг 2 місце, новий рейтинг 5 місце.
- B9 Sail Cargo Ship (Великобританія) базовий рейтинг 7 місце, новий рейтинг 4 місце.

- NYK ECO Ship 2030 (Японія) базовий рейтинг 3 місце, новий рейтинг 3 місце.
- Flettner Rotor Ship (Німеччина) базовий рейтинг 4 місце, новий рейтинг 2 місце.
- Eco Marine Power Wind-Solar Ship (Японія) базовий рейтинг 6 місце, новий рейтинг 1 місце.

Слід зважити на те, що в роботах [4, 5] були розглянуті проекти вітрильних суден до 2019 р. Оскільки за цей час дані проекти отримали свій розвиток, тому необхідно виконати новий аналіз. Він здійснений далі у порядку зростання рейтингу, наведеному у таблиці 1.

Новий проект B9 Sail Cargo Ship отримав додаткові вставки в нижній частині щогл, що збільшило їх висоту і дозволило використовувати палубу для перевезенні вантажів.

Новий проект Eco Marine Power Wind-Solar Ship для пасажирських суден отримав вітрила, які можуть нахилитися, що покращило їх можливості проходження під мостами.

Проект Sky Sails/Kite Ship відроджують для суден невеликої тоннажності у варіанті Aerseas, оскільки головну їх проблему – можливість загоплення вітрил при їх підйомі і спуску вважають такою, що може бути вирішена за рахунок тренувань екіпажу судна.

Новий проект Flettner Rotor Ship бічного принципу дії вітру теж отримав колони, які можуть нахилитися при проходженні під мостами. Поки що цей проект єдиний, який реально використовується на судах і дозволяє економити до 10% палива.

Однак конкуренцію роторам складають вітрила типу вертикально поставленого крила літака, форма якого створює рушійну силу за рахунок різної його обтічності згідно законів Бернуллі. Цей проект слід вважати дуже перспективним, але він запатентований, а обійти використаний в патенті принцип дії – дуже важко. Тому треба, або додатково оплачувати роялті за використання патенту, або чекати строку закінчення його дії. Таким чином, бум на дані проекти слід очікувати у 40-і роки даного століття.

Проект NYK ECO Ship 2030 значних змін не отримав, оскільки в ньому використані передові технології. Але використання зйомних кришок контейнерів з сонячними панелями значно збільшує вартість судна і ускладнює його експлуатацію. Тому немає великих шансів на впровадження такого типу сонячних елементів. Інші елементи поступово впроваджуються, оскільки більш реальні у виробництві і експлуатації.

Проект STX Eoseas з інноваційною дуговою формою вітрила в нижній частині щогли збільшує тягу судна, але для нього залишаються обмеження по швидкості дії вітру. Окрім того, великої висоти щогли (понад 100 метрів), потребують вирішення проблемі їх нахилу для проходження під мостами. Велику конкуренцію цьому проекту складають телескопічні жорсткі вітрила увігнутої форми.

Останнім в даному аналізі є проект E/S Orcelle. В новому варіанті відмовилися від гідрохвильових плавників, оскільки їх ефективність низька (ККД 25%) за рахунок великої кількості перетворень їх коливального руху в обертання валу ротора електрогенератора. Але плавники та їх шарніри обростають флорою і фауною морів і океанів, тому їх коливання

утруднюється і ККД зменшується і може дійти до 0. Окрім того, платформи несуть велику загрозу пошкодження корпусу судна у разі посадки його на мілину, що може привести до його затоплення. Замість підйомних вітрил виконані телескопічні поворотні, які здатні реагувати на зміну напрямку вітру. Сонячні батареї на вітрилах не встановлені, оскільки не завжди мають продуктивні кути освітлення. Однак установка сонячних панелей доцільна на даху надбудов суден, особливо поромів. Таким чином, проекти з підйомними вітрилами-платформами, типу E/S Orcelle і CARGOEXPRESS припиняються.

Реальну конкуренцію наведеним вітрильним проектам транспортних суден складає яхта «А» російського мільярдера Мельніченко, яка має водотоннажність 14,3 тис. т., оскільки це вже опробований проект. В ньому коріння щогл упираються в кілеву балку корпусу судна, що передає йому рух без утворення моменту протилежних сил дії вітру і опору води, і усуває недоліки інших проектів з розташуванням вітрил на даху надбудов. Але для нього теж слід вирішити проблему нахилу 3-х спеціальної форми карбонових щогл, висотою від 85 до 97 м для проходження суден під мостами.

Найбільш перспективними для повного переходу на вітрильну систему руху суден є проекти фірми KNYD E. HANSEN, які передбачають установку жорстких поворотних вітрил з закритками, типу крила літака, із розрахунку 1 вітрило на 3 тис. т водотоннажності судна. При цьому потрібні 5 ... 7 вітрил для суден водотоннажністю 15 ... 20 тис. т, але більш економічними є судна водотоннажністю 45 ... 60 тис. т. Тому більш доцільною була б їх установка на бортах судна, що зменшує його крен та хитавицю від дії вітру, а подвоєння кількості вітрил дозволяє збільшити водотоннажність суден.

Для класичних щоголових вітрильників, до яких відносяться круїзні судна "Royal Clipper" компанії Star Clippers Incorporation, теж можлива заміна нерухомих щогл з прямими поворотними реями для вітрил, на суцільні жорсткі поворотні щогли з увігнутими реями, які збільшують тягу судна.

Однак слід визнати, що всі проекти вітрильних суден попутного принципу дії мають обмеження по швидкості вітрових потоків, які діють у світовому океані. Оскільки середня швидкість доставки вантажів в сьогодні становить 10 – 20 м/с, а така середньорічна швидкість стійких вітрів досягається лише в «ревучих» 40-х і «шалених» 50-х широтах, тому ефективно використання вітрильних суден обмежене тільки на цих закріплених маршрутах. У тропіках і субтропіках середньорічна швидкість вітру не перевищує 5 м/с, тому вітрила попутного принципу дії

там стають марним вантажем, що знижує обсяг вантажоперевезень і рентабельність судна. Для них більш доцільне використання роторів Флетчера та вітрил, що діють подібно крилу літака.

Всі нові варіанти виконання вітрил проходять апробацію в проектах сучасних яхт, що є доцільним шляхом і створює реальні перспективи для вибору найкращих варіантів. При цьому попередні випробування проводять на моделях, в т.ч. – комп'ютерних, тому потрібна їх розробка. Для ефективного розвитку вітряної суднової енергетики потрібна співпраця усіх провідних фірм, як проєктувальників, так і виробників, до яких відносяться DNV (Норвегія), Norsepower (Фінляндія), Vallentain (Швеція), NYK (Японія) та інші.

Висновки

1. Всі суднові вітряні системи мають свої недоліки і переваги, що потребує вибору найкращих з них.
2. Використання вітрильних систем має обмеження за швидкістю вітру і зонами його дії (це переважно 40-і 50-і широти).
3. Основні проєкти вітрильників постійно розвиваються і проходять реальні випробування на яхтах та моделях суден.

Для ефективного розвитку вітряної суднової енергетики потрібна співпраця провідних фірм проєктувальників і виробників.

Література

- [1] COP 21, from 30 November to 11 December 2015, in Paris, France <https://unfccc.int/event/cop-21>
- [2] Додаток VI Конвенції «МАРПОЛ 73/78» <https://docs.cntd.ru/document/499014496>
- [3] MEPC.245(66) – 2014 Guidelines on the Method of Calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for New Ships,
- [4] [Electronic resource] Paul Watson. Top 7 Green Ship Concepts Using Wind Energy /Sea Shepherd Ocean ACTION Reports. Mode of access: <https://www.marineinsight.com/green-ship-ping/top-7-green-ship-concepts-using-wind-energy/>
- [5] Valentyn Nastasenکو, Vyacheslav Svyrydo, Artem Andreev. (2022) New top-7 vessels wind projects and analysis of their practical possibilities for the transport fleet. / Journal of Maritime Research. Vol 19. No. 3 (2022) pp 30–38 Barcelona, Spain ISSN: 1697-4040, <https://www.jmr.unican.es/index.php/jmr/issue/view/67>

Відомості про авторів

Валентин Настасенко, д.т.н., професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-0330-1138](https://orcid.org/0000-0002-0330-1138)



Владислав Проценко, д.т.н., професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3468-4952](https://orcid.org/0000-0002-3468-4952)



Михайло Бабій, к.т.н., доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-0560-2081](https://orcid.org/0000-0002-0560-2081)



МОЖЛИВОСТІ ОНОВЛЕННЯ СУДНОВИХ КОТЕЛЬНИХ УСТАНОВОК

Воїнов О.П.[✉], Самохвалов В.С., Кобалава Г.О.

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Україна

Анотація:

Ключові слова:

енергетика, ефективність функціонування, зношене обладнання, котельні установки, часткове оновлення

Продукція енергетики є необхідною для всіх галузей світового виробництва. Котельні установки як елементи обладнання енергетики забезпечують вироблення первинних енергоносіїв, які використовуються в усіх галузях виробництва. Вони є елементами стаціонарних енергетичних установок морської інфраструктури і флоту. Вітчизняні суднові котельні установки є зношеними, що знижує їх технологічну ефективність. Виникла проблема підвищення їх технологічної ефективності. Актуальним є пошук шляхів її вирішення. Метою дослідження є обґрунтування шляхів підвищення технологічної ефективності суднових котельних установок. Радикальне вирішення проблеми - їх повне оновлення. Доступним шляхом вирішення проблеми є застосування їх часткового оновлення. Часткове оновлення зношеної котельної установки є доцільним та супроводжується підвищенням рівня технологічної ефективності її функціонування.

Вступ

Однією з основних галузей світового виробництва є енергетика. Вона займає особливе положення у виробництві, оскільки продукція енергетики – теплота та електрика – є необхідною для функціонування всіх інших його галузей.

Найбільш поширеними та важливими серед елементів обладнання енергетики є котельні установки, які забезпечують вироблення пари та гарячої води – найбільш масових первинних енергоносіїв, які використовуються в енергетиці та інших галузях виробництва. Цей стан справ надає котельним установкам особливо важливого положення серед об'єктів енергетики та загалом серед об'єктів сучасного виробництва. Котельні установки є важливими елементами не тільки стаціонарних енергетичних установок, зокрема, в морській інфраструктурі, але і на флоті.

Котельні установки, які виконують найважливішу функцію джерела первинної енергії для руху судна, а також теплофікації його приміщень, застосовують у значній частині світового флоту. Рівень ефективності функціонування суднової котельної установки має вирішальний вплив на рівень ефективності роботи судна.

Актуальність досліджень

Для вітчизняної енергетики, зокрема, суднової, характерним є високий ступінь зносу використовуюваного устаткування, у тому числі

котельних установок. Це призводить до зниження рівня їх технологічної ефективності [1].

Технологічна ефективність технологічних агрегатів взагалі і котельних установок зокрема має три складові: екологічну, економічну та загальнотехнічну. Кожна з цих складових відображає властивості котельної установки зі свого боку та знижується при збільшенні тривалості її експлуатації.

Виникла проблема підвищення технологічної ефективності зношених діючих котельних установок, як стаціонарних, так і суднових. Актуальним є пошук шляхів вирішення зазначеної проблеми [2].

Формування цілей. Метою дослідження є виявлення та обґрунтування шляхів підвищення технологічної ефективності суднових котельних установок.

Викладення основного матеріалу

Радикальне вирішення проблеми підвищення технологічної ефективності зношених суднових котельних установок полягає в їх повному оновленні, тобто заміні зношених котлів новими. Проте за нинішніх умов це економічно вкрай складно [3].

Доступним шляхом підвищення технологічної ефективності діючих зношених котельних є застосування їх часткового оновлення - комплексу організаційно-технічних заходів, що здійснюються на них у процесі їх застосування.

Часткове оновлення полягає в доступному та мало ресурсомісткому покращенні стану працюючих елементів котлів, умов та режиму їх функціонування та є простим інноваційним засобом підвищення їх технологічної ефективності.

Часткове оновлення котельної установки є комплексом заходів, що доповнюють та розширюють комплекс заходів її технічного - експлуатаційного та ремонтного обслуговування, вузько спрямованих на підвищення рівня технологічної ефективності її функціонування [4].

До комплексу заходів програми часткового оновлення входить налагодження режиму роботи елементів котельних установок та системи автоматичного управління ними, нормалізація стану та корекція налаштування вузлів котельно-допоміжного обладнання, з можливістю ремонту або заміни гранично зношених деталей.

У загальному випадку використання зношеного обладнання можливе часткове оновлення є неминучим, вимушеним, але завжди економічно безумовно доцільним і виправданим етапом і об'єктом ресурсовкладення.

Розуміючи це, слід програму часткового оновлення робити максимально продуктивною.

Часткове оновлення зношеної котельної установки, незалежно від його об'єму, завжди є доцільним та супроводжується позитивним ефектом у вигляді підвищення рівня технологічної ефективності її функціонування. Зрештою, раціонально проведене часткове оновлення зношеної котельної установки практично завжди є рентабельним [5].

Висновки

Однією з основних галузей світового виробництва є енергетика. Котельні установки є найпоширенішими елементами устаткування енергетики. Високий рівень зносу котельних установок є особливістю вітчизняної енергетики. Зношені котельні установки мають низьку технологічну ефективність функціонування.

Виникла актуальна проблема підвищення технологічної ефективності зношених суднових котельень. Радикальне вирішення проблеми полягає у повному оновленні, але воно є економічно вкрай складним. Доступним шляхом підвищення технологічної ефективності є застосування часткового оновлення. Часткове оновлення полягає у покращенні стану працюючих елементів котлів, умов та режиму їх функціонування. Часткове оновлення котельні доповнює та розширює програму її технічного обслуговування. Часткове оновлення завжди є економічно доцільним і рентабельним.

Література

- [1] Басок Б.І., Базеев Є.Т. Енергетична стратегія в реаліях сучасного світу (огляд) / *Теплофізика та теплоенергетика*. 2019. Т. 41. № 1. С. 34–42.
- [2] Про схвалення Енергетичної стратегії України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» – Розпорядження Кабінету Міністрів України № 605-р. від 18 серпня 2017 р. [Електронний ресурс] URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/605-2017-%D1%80#Text>.
- [3] Воинов А.П., Самохвалов В.С., Коновалов Д.В., Воинова С.А. О возможности повышения эффективности функционирования промышленно-отопительных котлов / *Енергетика та електрифікація*. 2019. № 12. С. 8–12.
- [4] Воинов А.П., Коновалов Д.В., Самохвалов В.С., Воинова С.А. О некоторых особенностях управления изношенными техническими объектами / *Енергетика та електрифікація*. 2019. № 4. С. 23–25.
- [5] Воинов, О.П., Елькін Ю.Г. Часткове оновлення – інструмент підвищення екологічної ефективності зношених енергетичних об'єктів / *Вісник НТУ XIII: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2021. № 4(8). С. 47–51.

Відомості про авторів

Олександр Воинов, доктор технічних наук, професор, професор кафедри теплотехніки, НУК ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-7548-4212](https://orcid.org/0000-0001-7548-4212)



Віктор Самохвалов, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри теплотехніки, НУК ім. Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-0264-4881](https://orcid.org/0000-0003-0264-4881)



Галина Кобалава, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри теплотехніки НУК ім. Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-0634-5814](https://orcid.org/0000-0002-0634-5814)



АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДИК ОЦІНКИ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ТЯГОВИХ ЕЛЕКТРИЧНИХ ДВИГУНІВ

Чорна В.О.[✉], Кудряшов О.О., Біленко С.С.

Приазовський державний технічний університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

тяговий електричний двигун, електрорухомий склад, обмотка якоря, температура, стаціонарна випадкова функція.

Проведено аналіз причин виходу з ладу тягових електричних двигунів. Розглянуто існуючі методи оцінки температури електричних машин. Дана оцінка доцільності застосування теорії стаціонарних випадкових функцій для дослідження теплового стану тягових електродвигунів.

Вступ

В залізорудних шахтах в якості тягових двигунів електровозів застосовуються здебільшого двигуни постійного струму послідовно збудження. Аналіз умов експлуатації та режимів роботи тягового рухомого складу дозволяє стверджувати, що саме тягові електричні двигуни є найбільш вразливою ланкою електромеханічного комплексу. В долі матеріальних витрат на проведення ремонтних робіт саме тягові двигуни посідають перше місце [1]. При цьому щороку обсяг ремонтних робіт і, відповідно, величина матеріальних і фінансових ресурсів на їх проведення збільшуються.

Актуальність

Зважаючи на низький рівень надійності тягових електричних двигунів шахтного електрорухомого складу, спричинений впливом умов експлуатації та конструктивними особливостями двигунів, актуальним питанням є аналіз існуючих та вибір найбільш інформативного й точного методу оцінки теплового стану двигунів в експлуатаційних режимах.

Викладення основного матеріалу

Аналіз місць та причин відмов тягових електродвигунів (ТЕД) свідчить про те, що головною причиною виходу їх з ладу є перегрів якорної обмотки [2]. Це пояснюється типом електричних машин, що застосовуються на рухомому складі шахт – двигуни закритого виконання. Саме така конструкція двигуна спричиняє перегрів його елементів під час роботи в умовах підземних виробіток, в наслідок чого пошкоджується ізоляція якорної обмотки.

Для дослідження та оцінки теплового стану електричної машини існують розрахункові, експериментальні методи та моделювання.

Численні дослідження електромеханічних комплексів рухомого складу в реальних умовах експлуатації та на лабораторних стендах показали, що в тепловому відношенні ТЕД представляє собою складний об'єкт, температурне поле якого складно визначається і не завжди співпадає з розрахунковим значенням перегріву.

Не зважаючи на відомі способи теплових розрахунків електричних двигунів, жоден з них не дає можливості отримати реальні дані про розподіл втрат тепла в тягових двигунах шахтних електровозів [3]. Причина полягає у специфіці режимів роботи ТЕД – більшість часу двигуни рудничних електровозів працюють в несталіх режимах.

Серед відомих методів теплових розрахунків двигунів слід виділити непряму оцінку нагріву двигуна. Тобто за величиною втрат енергії в двигуні можна встановити ступінь його нагріву. Але через низьку точність результатів даний метод недоцільно використовувати для оцінки теплового стану ТЕД рудничних електровозів.

Достатньо відомий та застосовуваний метод оцінки нагріву двигунів з використанням величини середньоквадратичного струму. Але він не відображає дійсну зміну температури нагріву ТЕД протягом рейсу (робочої зміни).

На сьогоднішній день розроблено достатню кількість технічних рішень, які дозволяють здійснювати точний контроль температури двигуна (наприклад, термодатчики, інфрачервоні термометри). Але реалізувати на їх основі стаціонарні системи контролю температурного поля

тягових двигунів в умовах рудничних шахт не можливо з технічних причин.

Найбільш прийнятним, на думку авторів, способом вивчення теплових процесів, що протікають в ТЕД, є застосування теорії стаціонарних випадкових функцій [4]. Використання даної теорії дає змогу врахувати режими функціонування тягових електромеханічних комплексів та отримати змістовну характеристику процесу нагрівання тягового двигуна. Розрахунки, виконані згідно вищезазначеної методики, дають уявлення про ступінь перевищення температури обмотки якоря ТЕД протягом рейсу та залежно від умов виробництва. Крім того, є можливість розрахувати кількість рейсів електровоза протягом робочої зміни, за час яких температура тягових двигунів не буде перевищувати нормоване значення. Останнє дає змогу вчасно виявляти перегрів двигунів та, вживши відповідних заходів по охолодженню двигунів, не допустити їх перегрів і, відповідно, вихід з ладу.

Під час розрахунків температурних параметрів тягових двигунів враховуються виробничі фактори, які впливають на зміну температури ТЕД протягом рейсу. Проведені численні дослідження показали, що отримані результати розрахунків відрізняються від експериментальних даних не більше, ніж на 5%. Це дозволяє зробити висновок про можливість та доцільність використання теорії стаціонарних випадкових функцій для вивчення процесу зміни температури ТЕД в процесі його роботи в комплексі шахтних електровозів.

Висновки

Відомі методи оцінки температури електричних машин та розроблені технічні рішення не завжди прийнятні для дослідження теплового стану ТЕД шахтного електрорухомого складу через ряд притаманних їм недоліків, у тому числі – неврахування умов експлуатації тягових електромеханічних комплексів. Найбільш відповідною для оцінки температурних показників ТЕД є теорія стаціонарних випадкових функцій, яка дозволяє з мінімальною похибкою визначити температуру обмоток, а побудована на основі цих розрахунків система вчасно сповіщати робочий персонал про недопустиме підвищення температури двигуна.

Література

[1] Бабець Є.С., Мельникова І.Є., Гребенюк С.Я., Лобов С.П. Дослідження техніко-економічних показників гірничодобувних підприємств України та ефективності їх роботи в умовах змінної кон'юнктури світового ринку залізорудної

сировини : монографія. Кривий Ріг : НДГРІ ДВНЗ «КНУ», 2015. 391 с.

[2] Черная В.О. К вопросу анализа поврежденный тяговых двигателей шахтных электровозов. *Молодь: наука та інновації*: матеріали I Всеукр. наук.-техн. конф. студентів, аспірантів і молодих учених, м. Дніпропетровськ, 3–4 грудня 2013 р. / ДВНЗ «Нац. гірн. ун-т». Дніпропетровськ, 2013. С. 421–422.

[3] Черная В.О., Федорова Я.В., Ханкишиева М.С. Анализ способов контроля и защиты тяговых электрических двигателей шахтных электровозов от превышения температуры. *Електро-механічні та енергетичні системи, методи моделювання та оптимізації*: матеріали XII Міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених і спеціалістів, м. Кременчук, 10–11 квіт. 2014 р. / Крем. нац. ун-т ім. М. Остроградського. Кременчук, 2014. С. 63–64.

[4] Волков И.К., Зуев С.М., Цветкова Г.М. Случайные процессы. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. 448 с.

Відомості про авторів

Вікторія Чорна, кандидат технічних наук, доцент, Приазовський державний технічний університет, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-3641-4152](https://orcid.org/0000-0003-3641-4152)



Олександр Кудряшов, магістрант, Приазовський державний технічний університет, Дніпро, Україна.



Софія Біленко, магістрант, Приазовський державний технічний університет, Дніпро, Україна.



АНАЛІЗ ВПЛИВУ СТУПЕНЕВОГО КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ

Грич А.В.[✉], Остапенко О.В.

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

охолодження, система кондиціонування, машинне відділення, газовий двигун, повітроохолоджувач.

Виконано аналіз ефективності охолодження припливного повітря машинного відділення когенераційних газових двигунів автономної теплоелектростанції. Розглянуто систему двоступеневого охолодження повітря з використанням абсорбційної холодильної машини і зональною повітроподачею. Запропоновано способи обробки їх припливного повітря машинного відділення, що забезпечують його глибоке охолодження.

Вступ

В результаті аналізу існуючих систем кондиціонування машинних відділень (МВ) установок автономного енергозабезпечення на базі газових двигунів (ГД) виявлено резерви підвищення їх ефективності, розроблені раціональні схемно-конструктивні рішення по вдосконаленню енерговитратних традиційних систем охолодження припливного повітря МВ в центральному кондиціонері. Згідно із запропонованим принципом локального повітропостачання глибоке охолодження доцільне тільки для циклового повітря на вході ГД, а до інших джерел тепловиділень в МВ (електрогенератор, головки циліндрів двигуна і т.д.) можна подавати або вентиляційне повітря, або припливне повітря, охолоджуване в кондиціонері, в який подають холодну воду від АБХМ.

Актуальність досліджень

Температура повітря в машинному відділенні впливає на паливну ефективність газових двигунів, особливо влітку, коли температура зовнішнього повітря досить висока. Тому важливо підтримувати температуру повітря на вході в турбокомпресор двигуна на рівні 5...10°C.

Для виявлення резервів підвищення ефективності охолодження припливного повітря в машинне відділення, було проведено аналіз впливу двоступеневого кондиціонування припливного повітря на ефективність роботи газових двигунів автономної теплоелектростанції.

Викладення основного матеріалу

Для скорочення витрат холоду на кондиціонування циклового повітря ГД і підвищення ефективності його охолодження була розроблена схема системи двоступеневого кондиціонування повітря на вході в ГД. Особливістю такої системи є те, що повітря на вході в двигун охолоджується в двоступеневому повітроохолоджувачі (ПО). Повітроохолоджувач складається з високотемпературного ступеня ПО_{вт}, в який подається холодоносія-вода з температурою 7 °С від абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини (АБХМ), і низькотемпературного ступеня ПО_{нт}, з температурою холодоносія-води 4 °С, охолоджуваної в пароконпресорній холодильній машині (ПКХМ). При цьому зовнішнє повітря подають вентилятором спочатку в високотемпературний ступінь ПО_{вт}, де його температура знижується на величину $\Delta t_{\text{ПО.вт}} = 12 \dots 19 \text{ }^\circ\text{C}$, а потім в низькотемпературний ступінь ПО_{нт}, де воно охолоджується на величину $\Delta t_{\text{ПО.нт}} = 5 \dots 7 \text{ }^\circ\text{C}$, і через вологовідділювач подається на вхід в ГД з температурою 8 ... 10 °С.

На рис. 1 наведені поточні значення зниження температури припливного повітря Δt_b в ПО, вологовмісту повітря на вході ПО $d_{\text{нв}}$, після високотемпературного ступеня ПО_{вт} $d_{\text{в1}}$ і низькотемпературного ступеня ПО_{нт} $d_{\text{в2}}$, питоме теплове навантаження високотемпературного ступеня ПО_{вт} q_{01} , низькотемпературного ступеня ПО_{нт} q_{02} і всього ПО q_0 , зменшення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході Δb_e і сумарне $\Sigma \Delta b_e$ з урахуванням

витрат потужності, відповідно і палива, на подолання аеродинамічного опору ПО, а також Δb_{et} і сумарне $\Sigma \Delta b_{et}$ без урахування аеродинамічного опору ПО протягом доби 20.07.2009 р

Система зонального кондиціонування з двоступеневим охолодженням дозволяє ізолювати циклове повітря двигуна від повітря машинного відділення, що в свою чергу забезпечує збільшення глибини охолодження повітря і скорочення витрат холоду на кондиціонування

припливного повітря за рахунок значного скорочення його витрати (від 60000 м³/год до 7500 м³/год).

З рис. 1 видно, що глибина охолодження припливного повітря становить $\Delta t_b = 8...24$ °С. Це свідчить про більш високу ефективність охолодження припливного повітря в порівнянні з базовим варіантом і стандартними системами кондиціонування повітря МВ.

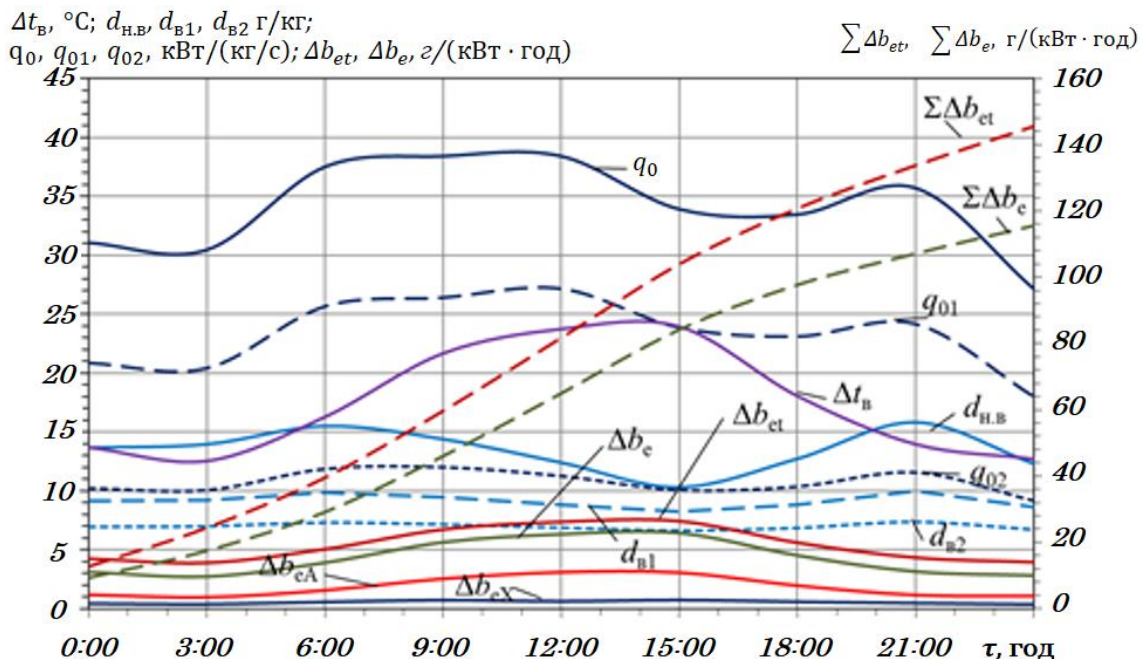


Рисунок 1. Поточні значення зменшення температури зовнішнього повітря Δt_b в ПО, вологовмісту повітря на вході ПО $d_{нв}$, вологовмісту після високотемпературного ступеня ПОВТ $d_{в1}$ і низькотемпературного ступеня ПОНТ $d_{в2}$; питомого теплового навантаження високотемпературного ступеня ПОВТ q_{01} , низькотемпературного ступеня ПОНТ q_{02} і всього ПО q_0 ; поточне зменшення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході Δb_e і сумарне $\Sigma \Delta b_e$ з урахуванням аеродинамічного опору ПО, а також Δb_{et} і сумарне $\Sigma \Delta b_{et}$ без урахування аеродинамічного опору ПО протягом доби 20.07.2009 р

Слід зазначити, що зональна система кондиціонування дозволяє також в разі необхідності використовувати в якості циклового повітря ГД зовнішнє неохоложене повітря, яке подається ізолюваними каналами на вхід ГД. Пряма подача зовнішнього повітря допустима, коли його температура 10...18 °С та у разі дефіциту холоду, через його витрати на технологічні потреби. При цьому передбачене часткове або повне байпасування повітроохолоджувачів. Байпасування дозволяє скоротити аеродинамічний опір на величину $\Delta P = 280 \dots 490$ Па, зменшуючи тим самим споживання електроенергії вентилятором на 20 ... 25 %.

Висновки

Проаналізовано ефективність глибокого охолодження припливного повітря МВ автономної теплоелектростанції. Показано, що

двоступенева охолодження припливного повітря холодною водою спочатку від АБХМ, а потім від ПКХМ з температурою відповідно 7 і 4 °С забезпечує в 1,4 ... 1,5 рази більше зниження температури повітря в порівнянні з традиційним охолодженням водою від АБХМ.

Література

- [1] Трушляков, Є. І. Підвищення ефективності систем кондиціонування повітря шляхом розподілу теплового навантаження за ступеневим принципом [Текст] / Є. І. Трушляков, М. І. Радченко, А. М. Радченко, С. Г. Фордуй, С. А. Кантор, В. С. Ткаченко, Б. С. Портной // Авиационно-космическая техника и технология. – 2019. – № 8 (160). – С. 49–
- [2] Радченко А.М., Грич, А.В., Портной Б.С. Ступенчатое охлаждение приточного воздуха

машинного отделения автономной электростанции // Холодильна техніка та технологія, Одеса, ОНАХТ. - 2016. - Т. 51, Вип. 1. - С. 71-7.

[3] Радченко А.М., Грич А.В. Охлаждения приточного воздуха машинного отделения газовой турбины тригенерационной установки // Холодильна техніка та технологія. Одеса, ОНАХТ, - 2014. - № 6. - С. 20-25.

[4] Радченко Р.М., Грич А.В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки // Авиационно-космическая техника и технология, Харків, -2014. - № 6. - С. 103-107

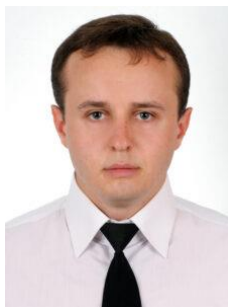
[5] Радченко М.І., Бохдаль Л., Грич А.В., Есин І.П. Повышение эффективности системы оборотного охлаждения газопоршневого двигателя // Авиационно-космическая техника и технология, Харків, ХАІ - 2015. - № 4 (121). - 113 с. С. 103-107.

[6] Радченко Н.И., Бохдаль Л., Грич А.В., Есин И.П. Повышение эффективности системы оборотного охлаждения газопоршневого двигателя [Текст] / Н.И. Радченко, Л.Бохдаль, А.В. Грич, И.П. Есин // Авиационно-космическая техника и технология. - 2015. - № 4 (121). - 113 с. С. 103-107.

[7] Радченко А. Н., Зубарев А. А., Остапенко А. В., Грич А. В. Повышение эффективности утилизации теплоты газового двигателя ступенчатой трансформацией [Текст] / А. Н. Радченко, А. А. Зубарев, А. В. Остапенко, А. В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. - 2018. - № 6 (150). - 113 с. С. 39-43.

Відомості про авторів

Артем Грич, к.т.н, доцент кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-2142-3665](https://orcid.org/0000-0002-2142-3665).



Олексій Остапенко, к.т.н, доцент кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-7343-6743](https://orcid.org/0000-0001-7343-6743).



СИСТЕМА КОНДИЦІЮВАННЯ З ГЛИБОКИМ ДВОСТУПЕНЕВИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Грич А.В. [✉], Остапенко О.В.

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

охолодження, тригенераційної установка, машинне відділення, газовий двигун, повітроохолоджувач.

Представлено систему кондиціювання припливного повітря машинного відділення газових двигунів установки автономного енергозабезпечення з двоступеневим охолодженням повітря та використанням каскадної абсорбційно-парокомпресорної холодильної машини і зональної повітроподачею. Запропоновано способи обробки їх припливного повітря машинного відділення, що забезпечують його глибоке охолодження.

Вступ

Машинні відділення (МВ) автономних теплоелектростанцій на базі газових двигунів (ГД) відрізняються інтенсивними тепловиділеннями – від електрогенераторів, встановлених на ГД теплообмінників відведення теплоти на нагрів води, від корпусу самого двигуна, щитів управління і т.д., а також теплоприпливи в МВ ззовні, що призводить до підвищення температури повітря в МВ, звідки він надходить на вхід турбокомпресорів (ТК) наддуву ГД, і, як наслідок, до зниження паливної ефективності ГД. Тому припливне повітря МВ необхідно охолоджувати.

У стандартних системах кондиціювання МВ установок автономного енергопостачання тригенераційного типу передбачено охолодження всього припливного повітря в центральних кондиціонерах (ЦК) з холодопостачанням від абсорбційних холодильних машин, утилізують скидку теплоту ГД. Однак при підвищених температурах зовнішнього повітря стандартні системи охолодження в ЦК не в змозі забезпечити необхідну температуру повітря на вході ГД через значні теплопритоки і великих обсягів приточного повітря. Крім того, глибина охолодження припливного повітря обмежена температурою холодоносія (холодної води від АБХМ) 7 °С.

Для більш глибокого охолодження припливного повітря розроблена двоступенева система охолодження припливного повітря з парокомпресорна холодильної машини (ПКХМ), що

служить для холодопостачання технологічних виробництв. Використання ПКХМ для кондиціювання МО вельми обмежена, особливо при дефіциті холоду на технологічні потреби.

Актуальність досліджень

У традиційних системах кондиціювання МВ таких установок автономного енергозабезпечення охолоджується все припливне повітря, яке надходить до МВ або зон розташування ГД, звідки воно всмоктується наддувним турбокомпресором (ТК) ГД. За теплового клімату через значні теплоприпливи до МВ ззовні, тепловиділення від ГД і навішених на ГД теплообмінників температура повітря на вході наддувних ТК ГД висока, що призводить до зростання витрат палива та зменшення електричної потужності. Тому завдання розробки системи кондиціювання припливного повітря МВ установок автономного енергозабезпечення, яка б підтримувала низькі температури повітря на їх вході за мінімальних витрат холоду, є актуальним.

Викладення основного матеріалу

З метою зведення до мінімуму споживання дефіцитного холоду від ПКХМ розроблена система двоступеневого охолодження повітря в повітроохолоджувачі (ПО) на вході ГД з холодопостачання другого ступеня ПО₂ від каскадної абсорбційно-парокомпресорній холодильної машини (КАПКХМ) [1, 2]. При цьому конденсатор ПКХМ охолоджується холодоносієм від АБХМ. Система

дозволяє підвищити холодопродуктивність компресора і холодильний коефіцієнт ПКХМ (від $\epsilon_k=3,1$ до $\epsilon_k=7$ згідно характеристик компресора

VITZER 4NES-12Y-40P на рис. 1) за рахунок зниження температури конденсації t_k від 45°C до 20°C .

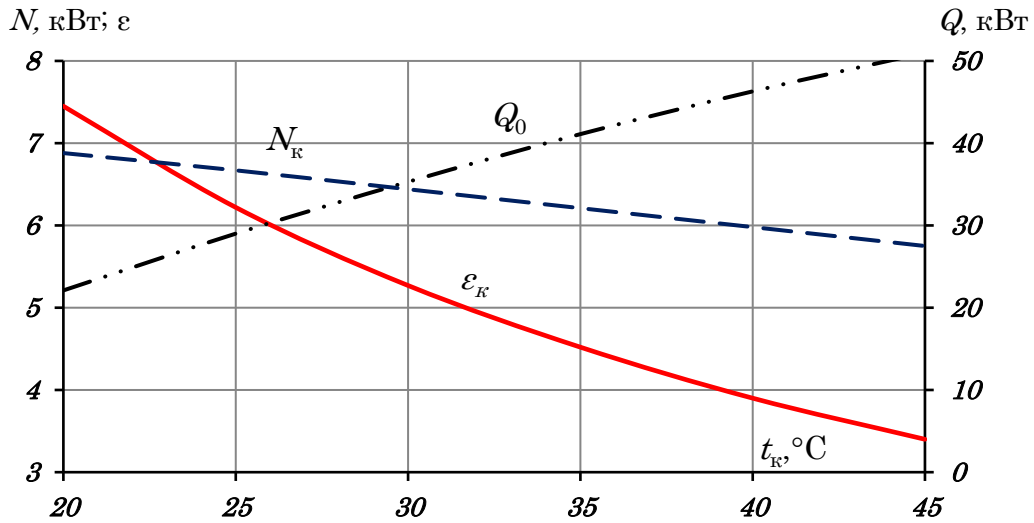


Рисунок 1. Залежність холодильного коефіцієнта ϵ_k , споживаної електричної потужності N_k компресора VITZER 4NES-12Y-40P, холодопродуктивності ПКХМ Q_0 від температури конденсації t_k .

Таким чином можна скоротити витрати електроенергії на привід компресора ПКХМ на 40...50%.

На рис. 2 представлені результати розрахунку характеристик системи двоступеневого охолодження припливного повітря на вході ГД в КА-ПКХМ. Як видно з графіків, зниження температури повітря становить $\Delta t_{10} = t_{зп} - t_{в.А} = 14...26^\circ\text{C}$, що значно більше, ніж в базовому варіанті $\Delta t_{10(60)} = t_{зп} - t_{10.2} = 5...13^\circ\text{C}$. Звідси можна

зробити висновок, що застосування зональної системи кондиціонування з двоступеневим охолодженням повітря на вході ГД дозволяє збільшити глибину охолодження Δt_{10} в півтора рази в порівнянні з базовим варіантом системи кондиціонування.

На рис.3 представлені поточні значення холодопродуктивності (теплового навантаження на ПО) і скорочення питомої витрати палива протягом доби.

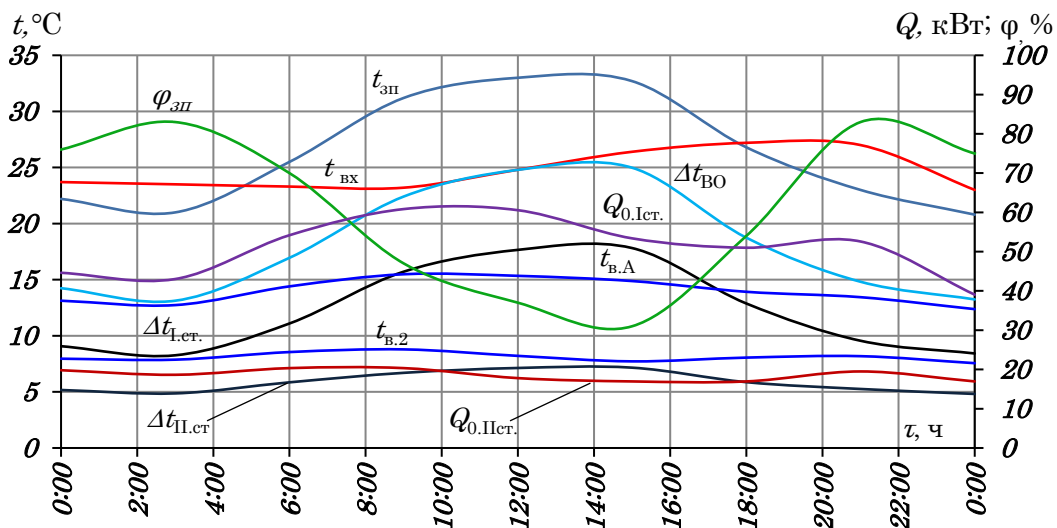


Рисунок 2. Температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, на вході ТК ГД $t_{вх}$ при заборі повітря із МВ, на виході з першого ступеня ПО₁ $t_{в.А}$, зниження температури повітря в ПО₁ $\Delta t_{І.ст.} = t_{зп} - t_{в.А}$, на виході з другого ступеня ПО₂ $t_{в.2}$, зниження температури повітря в ступені ПО₂ $\Delta t_{ІІ.ст.} = t_{в.А} - t_{в.2}$, повна глибина охолодження припливного повітря в двоступеневому ПО $\Delta t_{10} = t_{зп} - t_{в.2}$ протягом доби при витраті повітря $35000 \text{ м}^3/\text{год}$, холодопродуктивності першого ступеня ПО₁ $Q_{0.Іст.}$ і другого ступеня ПО₂ $Q_{0.ІІ.ст.}$.

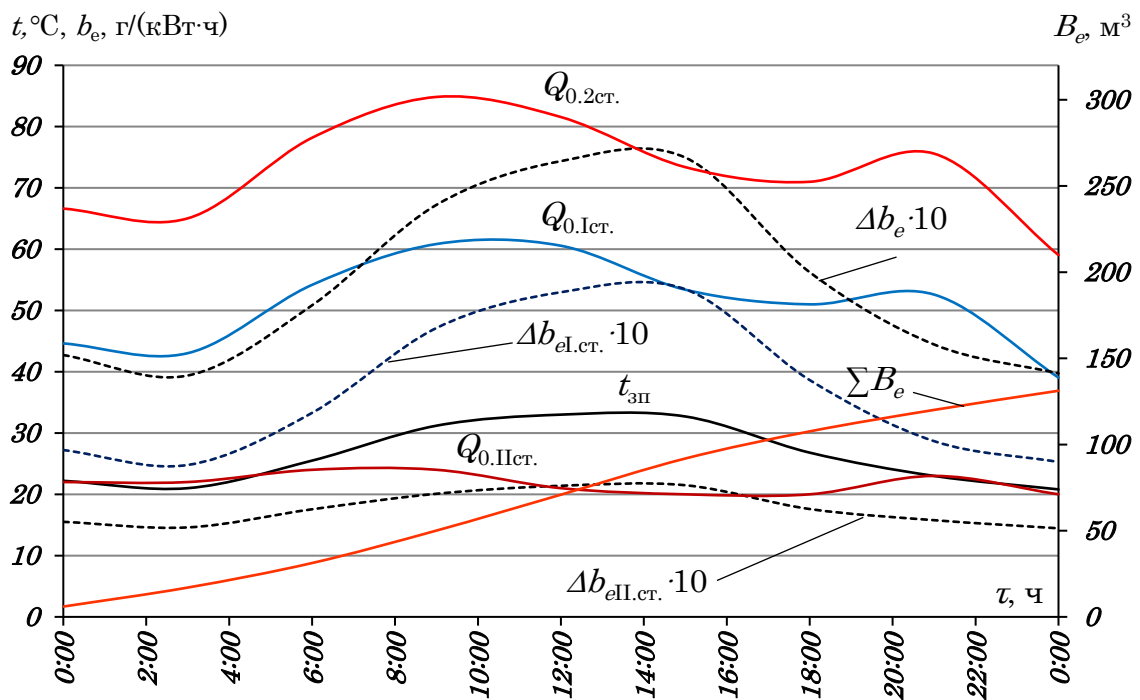


Рисунок 3. Зміна холодопродуктивності першого ступеня ПО₁ $Q_{0.1ст.}$, другого ступеня ПО₂ $Q_{0.2ст.}$, сумарною холодопродуктивності ПО $Q_{0.по.}$, повного теплового навантаження ПО $Q_{0.2ст.}$, Δb_e – скорочення питомої витрати палива, г / (кВт · год), ΣB_e – добова економія природного газу, м³

Як видно, максимальне теплове навантаження складає близько 112 кВт, що на 68% менше, ніж в базовому варіанті ($Q_{0(60)} \approx 350$ кВт), а навантаження на ПО зменшилася на 76%, що має велике значення в умовах дефіциту холоду на технологічні потреби .

Висновки

Розроблено спосіб двоступеневого охолодження припливного повітря МВ ГД трансформацією скидний теплоти ГД в каскадній абсорбційно-парокомпресорній холодильній машині з холодопостачанням високотемпературного ступеня ПО_{ВТ} від АВХМ і низькотемпературного ступеня ПО_{НТ} від КАПКХМ, який забезпечує скорочення витрат палива на 10 ... 15% за рахунок глибокого (до 7 ... 10 ° С) охолодження повітря на вході ГД в порівнянні з його охолодженням в АВХМ до 15 ° С

Література

[1] Радченко А.М., Грич А.В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. - 2014. - № 6. - С. 20-25.
 [2] Радченко А.М., Грич А.В., Портной Б.С. Ступенчатое охлаждение приточного воздуха

машинного отделения автономной электростанции [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич, Б.С. Портной // Холодильна техніка та технологія. - 2016. - Т. 51, Вип. 1. - С. 71-7.

[3] Радченко Р.Н., Грич А.В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки [Текст] / Р.Н. Радченко, А.В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. –2014. – № 6. – С. 103–107.

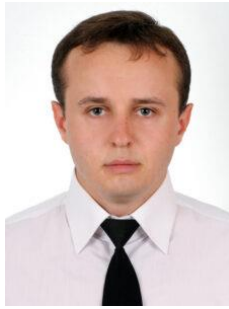
[4] Радченко Н.И. Ступенчатое кондиционирование воздуха на входе рекуперативных ГТД утилизацией теплоты выпускных газов. [Текст] / Н.И. Радченко, С.А. Кантор, Рамзи Єл Герби // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 3 (110). – С. 86–90.

[5] Ткаченко С.Й. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії/ Ткаченко С.Й., М.М. Чепурний, Н.В. Пішеніна. – Вінниця: Наукові праці ВНТУ. – 2010. – № 1. Режим доступу: <http://www.nbu.gov.ua/ejournals/NNTU/2010-1failes/uk/.htn>. – С.54-57

[6] Морозюк Л.И. Термодинамический анализ каскадных холодильных машин с R744в верхнем каскаде/ Л. И. Морозюк // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – Т. 52, Вип. 1. – С. 12-17.

Відомості про авторів

Артем Грич, к.т.н, доцент кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-2142-3665](https://orcid.org/0000-0002-2142-3665).



Олексій Остапенко, к.т.н, доцент кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-7343-6743](https://orcid.org/0000-0001-7343-6743).



ОРГАНІЗАЦІЯ МОНІТОРИНГУ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ВУЗЛІВ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ЛАНЦЮГІВ МАРКОВА

Шарко О.В.^{1✉}, Клевцов К.М.¹, Степанчиков Д.М.², Яненко А.В.¹

¹ Херсонська державна морська академія, Україна

² Херсонський національний технічний університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

діагностика, ймовірність, моделювання, ланцюги Маркова, турбоагривач

Вивчено можливість застосування елементів теорії дискретних ланцюгів Маркова при організації моніторингу прогнозування вузлів турбокомпресора у процесі експлуатації. Особливістю використання ланцюгів Маркова для прогнозування стану елементів, у тому числі і турбокомпресорів, є необхідність переходу від рівнокрокових станів до довільних моментів, що визначаються технічними умовами на проведення діагностичних робіт з урахуванням умов їх експлуатації.

Вступ

Проведення діагностичних робіт на транспорті визначається технічними умовами та нормативами. Для прогнозування результатів діагностики у короткочасному інтервалі використовують регресійні моделі, дискримінантні моделі, кластерний аналіз, таксономію. Ці методи вимагають апріорних знань про минулу ситуацію та параметрів експлуатації, визначити які в умовах транспортних перевезень практично неможливо. Водночас в інтервалах між процесами діагностики можливі екстремальні пікові навантаження на матеріал турбоагривачів у процесі експлуатації.

Актуальність досліджень

Актуальність досліджень полягає у розробці методик довгострокового прогнозування, заснованих на ймовірному моделюванні ситуації відмов при невизначеності екстремальних ситуацій та пікових навантажень на метал обладнання. На відміну від недоліків, властивих сучасним методам прогнозування результатів діагностики, методи ланцюгів Маркова не вимагають апріорних відомостей про навантаження попередніх даному стану. Прогнози технічного стану вузлів турбокомпресорів ґрунтуються на прецедентах та пошуках аналогів, при цьому виключається минулий стан системи. Використання ланцюгів Маркова розкриває сутність

взаємозв'язків розподілу ймовірностей основних експлуатаційних параметрів у наочній формі та на різних рівнях.

Викладення основного матеріалу

Коли вибирається моделювання з допомогою ланцюгів Маркова, мета полягає у тому, щоб визначити еволюцію розподілу стану у часі. Знаючи початковий розподіл можна обчислити розподіл у момент часу t_1 , потім t_2 і так далі. Розподіл однорідного ланцюга Маркова визначається початковим розподілом та матрицею перехідних ймовірностей.

Динаміку процесу визначають два аспекти початковий розподіл ймовірностей та матриця перехідних ймовірностей. Початковий розподіл ймовірностей описується рівнянням

$$P(X_0) = q_0(S) \quad \forall S \in E$$

де S - дискретний стан,

Q_0 - розподіл ймовірностей у момент часу $t=0$,

\forall - квантор всебічності.

Значення E є число можливих станів

$$E = \{e_1, e_2, \dots, e_n\}.$$

Матриця перехідних ймовірностей являє собою контакенацію векторів ймовірності переходу.

$$P(X_{n+1} = S_{n+1} | X_n = S_0) = P(S_n, S_{n+1}) \forall (S_n, S_{n+1}) \in E \times E$$

Побудова матриці, її аналіз та особливості мають наступні властивості, Сума елементів матриці по кожному рядку дорівнює одиниці. Інтервали часу, протягом якого система здійснює переходи, видаються як дискретні величини цілого ряду 0,1,2...m...n.

Таким чином, ланцюг Маркова - це послідовність випадкових подій з кінцевим числом переходів, що реалізується на практиці з дискретним часом та дискретним простором станів.

Ймовірність переходу з одного стану до іншого визначається у вигляді перехідної матриці

$$P_{ij}(n) = P(x_{n+1} = j | x_n = i)$$

Область випадкових величин $\{X_n\}$ є простором станів ланцюга, а n-номером кроку

$$P = \begin{matrix} & \begin{matrix} s_1 & s_2 & \dots & s_n \end{matrix} \\ \begin{matrix} s_1 \\ s_2 \\ \cdot \\ s_n \end{matrix} & \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} & \dots & P_{1n} \\ P_{21} & P_{22} & \dots & P_{2n} \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ P_{n1} & P_{n2} & \dots & P_{nn} \end{bmatrix} \end{matrix}$$

де $0 \leq p \leq 1, \sum P_{ij}, i = \overline{1, m}, j = \overline{1, n}$.

Якщо відомо початковий розподіл ймовірностей і матриця перехідних ймовірностей, визначення загальної динаміки процесу може бути розраховане циклічно.

Теорія Марківських процесів використовується в різних галузях моделювання імовірнісних процесів у дискретному та безперервному часі.

У всіх чотиритактних двигунах внутрішнього згоряння стиск повітря проводиться за допомогою компресора, який наводиться в дію газовою турбіною. Сукупність компресора і газової турбіни є турбонагнітачем. Газова частина турбокомпресора складається з радіально-осьового колеса, яке розташоване в корпусі. Ущільнення вздовж газової частини полягає у тому, щоб уникнути прорву газу робочої камери газової частини. Міцні властивості елементів турбонагнітачів знижуються не лише зі зростанням часу експлуатації, але й з посиленням силових навантажень.

Величини умовних ймовірностей вузлів турбонагнітачів представлено у табл. 1.

Таблиця 1. Величини умовних ймовірностей вузлів турбонагнітачів

Деталь турбонагнітача	Відсоток відмов
Корпус	9,0
Компресор	0,5
Турбіна	4,8
Ущільнення	16,7
Ротор	15,2
Підшипники	43,8
Масляні насоси	10,0

Прогнозування залежить від того яка ймовірність подій панує. Складено орієнтований граф марківських ланцюгів, який може бути імітаційною моделлю діагностики при екстремальних навантаженнях. Порівняння ймовірностей на кожному кроці моделювання виявляє найбільш уразливі місця у конструкції турбонагнітачів в екстремальних умовах експлуатації.

Висновки

Розвиток засобів технічної діагностики потребує обов'язкового використання інформаційних технологій та інтелектуальних ресурсів для визначення технічного стану елементів Суднових енергетичних установок (СЕУ), у тому числі турбонагнітачів.

Безаварійна експлуатація елементів турбонагнітачів залежить від якості моніторингу та технічного стану елементів, що досягається за допомогою діагностики

Побудова прогнозів із використанням ланцюгів Маркова дозволяє вивчати динаміку розвитку основних експлуатаційних діагностичних показників.

Література

[1] M. Momenzadeh, M. Sehhati, H. Rabbani, A novel feature selection method for microarray data classification based on hidden Markov model (2019) Journal of Biomedical Informatics, 95, art. no. 103213.

[2] T. Pesch, S. Schröders, H.J. Allelein, J.F. Hake, A new Markov-chain-related statistical approach for modelling synthetic wind power time series (2015) New Journal of Physics, 17, art. no. 055001.

[3] R. Ludwig, B. Pouymayou, P. Balermipas. et al., A hidden Markov model for lymphatic tumor progression in the head and neck. Sci Rep 11, 12261 (2021). Doi:10.1038/s41598-021-91544-1.

[4] K.K. Wu, Y. Yam, H. Meng, M. Mesbahi, Parallel probabilistic swarm guidance by exploiting Kronecker product structures in discrete-time Markov chains. (2017) Proceedings of the American Control Conference, art. no. 7962977, pp. 346-351.

Відомості про авторів

Олександр Шарко, д.т.н, професор, професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-6400-8528](https://orcid.org/0000-0001-6400-8528).



Костянтин Клевцов, д.т.н, професор, професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-8486-1104](https://orcid.org/0000-0001-8486-1104).



Дмитро Степанчиков, к.ф.-м.н, доцент кафедри енергетики, електротехніки і фізики, Херсонський національний технічний університет, Херсон, Україна.



Артем Яценко, аспірант кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна.



ПАЛИВНІ КОМІРКИ - НЕОБХІДНИЙ ЕЛЕМЕНТ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ БЕЗПЕКИ

Скосар В.Ю. [✉], Ворошилов О.С., Бурилов С.В., Дзензерський В.О.

Інститут транспортних систем і технологій Національної академії наук України, Україна

Анотація

Ключові слова:

вантажний електротранспорт, електромобілі, енергетичні установки.

Метою дослідження є розробки з використання паливних елементів, що працюють на водні, які можуть підвищити надійність автономних систем безперебійного живлення або жити вантажний електротранспорт. Методи дослідження – чисельний аналіз експериментальних даних. Запропоновано концепцію використання вантажних електромобілів на водневих паливних елементах. Розроблено автономну систему безперебійного енергозабезпечення на базі паливних елементів, яка може забезпечити електрикою невелике господарство, включаючи легковий електротранспорт.

Вступ

Енергетична безпека, як показує досвід воєнного часу, стає одним із найважливіших питань.

Крім того, у суспільстві посилюється тенденція переходу на екологічні чисті джерела енергії та безвуглецеві види палива, наприклад водень. У зв'язку з цим необхідні розробки та впровадження в галузі паливних елементів (комірок), що працюють на водні, та генерують електричну енергію. Такі паливні елементи не тільки є надійними генераторами електроенергії, але й характеризуються відсутністю викидів оксидів вуглецю в атмосферу, виділяючи лише водяну пару та тепло, яке можна використовувати для опалення.

Автори розробили систему енергозабезпечення на базі паливних елементів, яка може забезпечити електрикою невелике господарство, включаючи легковий електротранспорт (електромобіль).

Актуальність досліджень

Стабільна робота енергетичної інфраструктури дедалі більше затребувана у суспільстві, насиченому всілякими споживачами електроенергії. Суспільство дедалі більше залежить від засобів комунікації та зв'язку, які, своєю чергою, залежать від стабільності електроживлення. Вочевидь, що це питання набуває гостроти в умовах бойових дій та пошкоджень енергетичної

інфраструктури України (рис. 1), коли можуть відключитися навіть енергоблоки атомних електростанцій [1, 2].

Тому актуальним для України стає використання автономних систем безперебійного живлення, які можуть включати до свого складу: сонячні панелі, вітроенергетичні установки, акумуляторні батареї (обов'язково!), теплові насоси та ін.



Рисунок 1. Блекаут внаслідок ракетних атак РФ 23.11.22 р. [1].

Такі автономні системи безперебійного живлення на акумуляторних батареях можуть на кілька годин забезпечити електроенергією житлові будинки, лікарні, зарядити легковий електротранспорт, забезпечити роботу засобів зв'язку. Сьогодні у світі поширені автономні джерела (системи) безперебійного живлення малої (до 1 кВт) та середньої потужності (1-5

кВт), які здатні забезпечити електроживлення окремі прилади чи невелике господарство. Використовуються системи великої потужності, тобто понад 5 кВт. Автономні системи середньої та великої потужності можуть забезпечити підзарядку, або повну зарядку середньорозмірного електромобіля, адже для цього потрібні потужності ~2-15 кВт [3-5]. Але без додаткового джерела живлення автономні системи безперебійного живлення можуть працювати не більш декілька годин, оскільки це обмежено можливостями їх акумуляторних батарей.

З іншого боку, у світі зростає інтерес до водневих паливних елементів, продовжуються удосконалення цих екологічних джерел струму. Це пов'язано з розвитком світової водневої енергетики [6-7]. Тому для України актуальні розробки та впровадження в галузі паливних елементів, які працюють на водні, і які можуть підвищити надійність автономних систем безперебійного живлення, або безпосередньо використовуватися на транспорті.

Викладення основного матеріалу

Країни ЄС планують найближчим часом використовувати водень, який вироблятиметься в Україні, як паливо для своєї промисловості і транспорту. Насамперед йдеться про використання в ЄС вантажних електромобілів на водневих паливних елементах [7].

Автори пропонують цей підхід перенести до України. Це цілком логічно, адже основну частку водню планують виробляти в Україні. Вантажний електромобіль 1 (рис. 2) може мати характеристики, аналогічні вантажівці КрАЗ, тобто потужність двигуна 330 к.с. (243 кВт), вантажопідйомність 17 тонн; або як у вантажівки великої вантажопідйомності XCIENT Fuel Cell фірми Hyundai. В останньому випадку це: електродвигун потужністю 350 кВт; система водневих паливних елементів потужністю 180 кВт із двома батареями паливних елементів 3 потужністю 90 кВт; сім великих резервуарів із воднем загальною ємністю 31 кг палива, комплект із трьох батарей ємністю 72 кВт·год (додаткове джерело енергії); максимальний запас ходу близько 400 км; час заправлення повного бака воднем на станції 2 від 8 до 20 хв. [8].

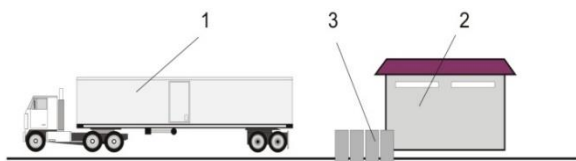


Рисунок 2. Вантажний електротранспорт на паливних комірках.

Орієнтуючись на досвід українського КрАЗ, автори пропонують використання вантажівок 1 на паливних елементах 3 з такими характеристиками: потужність двигуна 243 кВт; вантажопідйомність 17 тон; система водневих паливних елементів потужністю 126 кВт із двома батареями паливних елементів потужністю 63 кВт; п'ять резервуарів із воднем загальною ємністю 22 кг палива, комплект із двох батарей ємністю 70 кВт·год. Звичайно, для цього також потрібна транспортна інфраструктура зі станціями 2 заправки воднем. Але це є незворотний шлях прогресу.

За оцінками авторів, якщо дорогами України протягом приблизно одного року здійснять пробіг 750000 км сто (100) вантажних електромобілів, аналогічних КрАЗ, то буде досягнуто зменшення викидів вуглецю в атмосферу приблизно на 880 тон. Це в порівнянні з експлуатацією такої ж кількості реальних КрАЗів на дизельному паливі.

Крім безпосереднього використання паливних елементів на вантажному транспорті можливо їх використання в автономних системах безперебійного живлення, здатних повністю заряджати легковий електромобіль, а також забезпечити електрикою котедж і невелике господарство. На рис. 3 зображена система безперебійного живлення з електротранспортом, яку пропонують автори: 1 – електромобіль; 2 – котедж; 3 – паливні елементи; 4 – вітроенергетична установка; 5 – сонячні панелі.



Рисунок 3. Котедж з енергетичними установками та електромобілем

Згідно розрахункам авторів, для забезпечення електрикою невеликого господарства та житлового котеджу з можливістю повністю швидко заряджати легковий електромобіль достатньо водневого паливного елемента потужністю 10 кВт, сонячних панелей на 3-5 кВт, вітроенергетичної установки на 5-10 кВт, акумуляторних батарей 48 В на 200-400 А·год. Така автономна система безперебійного живлення забезпечить надійне електроживлення потужністю 10 кВт на довгий час, при умові наявності водневого палива. Без водневого палива автономна система живлення зможе працювати декілька (6-10) годин на акумуляторній батареї.

Висновки

Запропоновано концепцію використання вантажних електромобілів на водневих паливних елементах. Розроблено систему енергозабезпечення на базі паливних елементів, яка може забезпечити електрикою невелике господарство, включаючи легковий електротранспорт. Автори планують продовжити дослідження в галузі водневих паливних елементів з метою їхнього здешевлення за рахунок відмови від дорогих платинових каталізаторів.

Література

- [1] Блекаут в Україні: погляд з супутника після ракетних обстрілів Росією – «Схеми» (24.11.2022). Режим доступу: <https://www.radiosvoboda.org/a/news-skhemy-blekaut-suputnyk/32147321.html>.
- [2] Топалов М. Україна пережила перший блекаут в історії: чому зупинилися атомні енергоблоки та чим це загрожує (28.11.2022). Режим доступу: <https://www.epravda.com.ua/publications/2022/11/28/694331/>.
- [3] Zendure SuperBase V Power Station. Режим доступу: <https://zendure.com/products/zendure-superbase-v/>.
- [4] Zendure SuperBase Pro 2000 Портативне джерело живлення (2023 р.) Режим доступу: <https://viatec.ua/product/Zendure-SuperBase-Pro-2000>.
- [5] Як заряджати електромобіль: АКБ та термін її служби (2018). Режим доступу: <http://www.carpaint-e.com.ua/news/yak-zaryadzhati-elektromobil>.
- [6] Билоненко Р.А. Современное состояние и перспективы развития топливных элементов / Р.А. Билоненко // Авиационно-космическая техника и технология. 2013. №6 (103). С. 83-93.
- [7] Как ЕС готовится к водородному буму. К 2030 году на дороги выйдут 100 000 грузовиков на водороде (26.11.2020). Сайт: Інформаційно-аналітична група. Режим доступу: <http://www.autoconsulting.com.ua/article.php?sid=47834>.
- [8] Hyundai модернизирует тяжелый грузовик на топливных элементах XCIENT Fuel Cell (31.05.2021). Режим доступу: <https://hvcars.com.ua/hyundai-moderniziruet-vodorodnyj-gruzovik-xcient-fuel-cell/>.

Відомості про авторів

Вячеслав Скосар, к.ф.-м.н, старший науковий співробітник відділу №6, Інститут транспортних систем і технологій НАНУ, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-2151-3417](https://orcid.org/0000-0002-2151-3417).



Олексій Ворошилов, молодший науковий співробітник відділу №6, Інститут транспортних систем і технологій НАНУ, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-9937-3637](https://orcid.org/0000-0002-9937-3637).



Сергій Бурилов, к.ф.-м.н, провідний науковий співробітник, завідувач відділом №6, заступник директора з наукової роботи, Інститут транспортних систем і технологій НАНУ, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-8070-6764](https://orcid.org/0000-0001-8070-6764).



Віктор Дзензерський, д.т.н., професор, головний науковий співробітник, завідувач відділом №2, директор, Інститут транспортних систем і технологій НАНУ, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-5504-4524](https://orcid.org/0000-0002-5504-4524).



ПИТАННЯ БЕЗПЕКИ НА МАГНІТОЛЕВІТАЦІЙНОМУ ТРАНСПОРТІ

Скосар В.Ю. ✉, Ворошилов О.С., Бурилова Н.В., Бурилов С.В., Дзензерський В.О.

Інститут транспортних систем і технологій Національної академії наук України, Україна

Анотація

Ключові слова:

потужне магнітне поле, гальмівні колодки, елементи захисту.

Метою дослідження є розв'язання проблеми безпеки для пасажирів і екіпажу Маглев транспорту. Методи дослідження – чисельний аналіз експериментальних даних. Вдосконалено систему екстреного гальмування Маглев, запропоновано елементи системи безпеки пасажирів в вагоні.

Вступ

Будь-який транспортний засіб є джерелом підвищеної небезпеки. Якщо йдеться про високошвидкісний наземний транспорт, то зіткнення з перешкодою на високій швидкості є найбільшою проблемою для безпеки пасажирів та екіпажу. Як показав сумний досвід людства, загибель та травматизм людей, зумовлені роботою транспортних засобів, перевищує аналогічні показники, зумовлені багатьма іншими причинами. Навіть Маглев не став винятком.

Автори розробили елементи системи безпеки на високошвидкісному Маглев поїзді, які можуть істотно знизити ризик загибелі та травматизму людей.

Актуальність досліджень

Незважаючи на те, що Маглев вважається безпечним та комфортним видом транспорту за рахунок повністю відокремлених естакадних ліній, електронних систем управління рухом, "м'якого" прискорення та гальмування, відсутності вібрацій та низького шуму, а також великого вільного простору всередині вагонів [1, 2], питання безпеки пасажирів та екіпажу ще недостатньо опрацьовано. У вересні 2006 року на Маглев («Transrapid») сталася трагедія внаслідок зіткнення з технічним вагоном (рис. 1). Це призвело до загибелі 23 пасажирів, і 11 отримали поранення, при цьому швидкість Маглева була 170 км/год [3]. Страшно уявити наслідки катастрофи, якби зіткнення сталося на максимальних для Маглев швидкостях.

Залишається проблема сильних магнітних полів у салоні Маглев, що потребує додаткових заходів магнітного захисту пасажирів [1, 2].

Конструктори японського Маглев намагаються розміщувати потужні надпровідні магніти в обох кінцях вагонів, щоб крісла з пасажирями були максимально віддалені від джерел полів, проте ці заходи ще недостатні.



Рисунок 1. Наслідки катастрофи Маглев у вересні 2006 р. [3]

Тому актуальним залишається питання безпеки на Маглев поїздах.

Викладення основного матеріалу

Автори взяли за основу технічні рішення, які застосовуються на японському Маглев. Цей високошвидкісний поїзд оснащений аеродинамічним гальмом у вигляді панелей, що відкриваються на дахах вагонів, а також дисковими гальмами на допоміжних колесах. Це дозволяє аварійно гальмувати від швидкостей 311 миль в годину, тобто 500 км/год, до повної зупинки [4]. Допоміжні колеса на Маглев присутні з тієї причини, що японський магнітоплан працює на електродинамічному підвісі, і для стійкого руху на малих швидкостях (до ~90 км/год) Маглеву необхідні нижні та бічні колеса. На рис. 2, ліворуч зображено вагон 1, якій рухається на

шляховий структурі 2 і використовує допоміжні колеса 3. Однак ці елементи екстреного гальмування недостатні для ефективного скорочення гальмівного шляху. По-перше, площа панелей аеродинамічного гальмування недостатньо велика. По-друге, дискові гальма в даному випадку можна застосовувати лише при швидкостях не більше 90 км/год, коли магнітоплан вже ляже на допоміжні колеса, втративши можливість левітації.

Тому автори запровадили додаткові аварійні парашути 250 м² на кожен вагон масою 50 тонн для посилення аеродинамічного гальмування, а також електромагнітні рейкові гальма, які притискають гальмівні колодки 4 до рейок магнітним полем (рис. 2, праворуч). При аварійній ситуації включаються аеродинамічні гальма (панелі і парашути, що викидаються з бокових стінок вагонів) і, одночасно, включаються електромагнітні рейкові гальма. При швидкостях не більше 90 км/год включаються також дискові гальма.

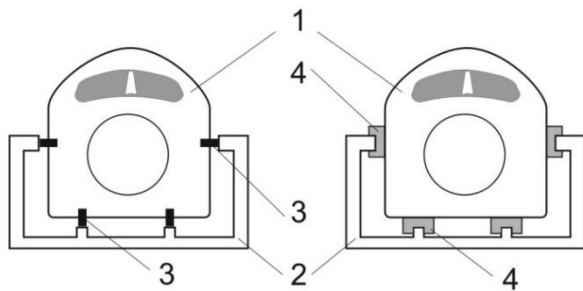


Рисунок 2. Колеса і гальмівні колодки

Зробимо песимістичну та оптимістичну оцінки гальмівного шляху Маглев, вважаючи прискорення гальмування 5g та 15g відповідно. Якщо Маглев рухається з рекордною швидкістю 600 км/год, то при 5g гальмівний шлях дорівнює ~285 м; при 15g гальмівний шлях скорочується до ~95 м. При цьому час гальмування складе 3,41 та 1,14 с, відповідно. З літературних джерел нам відомо, що нетренована людина (пасажир) може витримати навантаження 15g протягом 3-5 с, зберігаючи свідомість [5]. Тому обидва варіанти – песимістичний та оптимістичний – виглядають реальними з точки зору пасажирів та екіпажу. Однак при цьому доведеться пожертвувати свободою переміщення пасажирів у салоні, інакше великі сили інерції можуть спричинити травматизм і навіть загибель людей. Тому пасажирам доведеться бути пристебнутими ременями безпеки, а попереду кожного крісла (на спинці попереднього крісла) повинні бути встановлені аварійні подушки.

На рис. 3 зображено вагон 1, у передній частині якого розташовані потужні електромагніти 2. У задній частині вагона також розташовані

потужні електромагніти (на рис. 3 не вказані). Крісла 3 з пасажирами розташовані посередині вагону, між потужними електромагнітами. В японському Маглев відстань між стінками крісел (по ходу руху) становить 1,5-2,0 м. Автори пропонують скоротити цю відстань до ~1 м та встановити попереду кожного пасажирів аварійні подушки 4 (рис. 3).

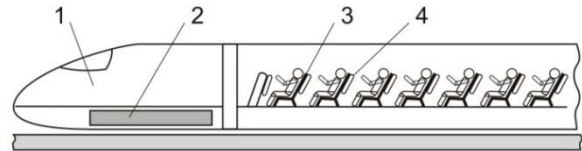


Рисунок 3. Салон Маглев з елементами захисту

Таке ущільнення крісел салону відсуне пасажирів від потужних електромагнітів 2 та підвищить рівень електромагнітної безпеки. А введення ременів безпеки та аварійних подушок має забезпечити безпеку людей при екстреному гальмуванні. Для екіпажу поїзда також необхідно ввести ремені безпеки та аварійні подушки. Зрозуміло, що це технічне рішення має попередній характер, задовільний результат можна отримати лише після ретельних розрахунків і проведення повномасштабних випробувань, у тому числі crash-тестів.

Необхідно відзначити, що вказане вирішення проблеми безпеки знижує рівень комфортності для пасажирів, оскільки обмежує їхню свободу переміщення саломом. Для компенсації цього недоліку автори пропонують оснастити кожне посадкове місце шоломом віртуальної реальності з відео та аудіо розвагами, які кожен пасажир зможе самостійно вибрати.

Висновки

Вдосконалено систему екстреного гальмування Маглев, запропоновано елементи системи безпеки пасажирів в вагоні. Автори планують продовжити дослідження в галузі безпеки експлуатації високошвидкісного наземного транспорту.

Література

[1] Потяги на магнітної подушці – транспорт майбутнього. Режим доступу: <https://epa.kpi.ua/science/interesting-info/maglev>.

[2] Розвиток економічних та науково-технічних основ транспорту п'ятого покоління / Геєць В.М., Волошин О.І., Дзензерський В.О., Никифорок О.І.; НАН України, ДУ «Ін-т екон. та прогнозів. НАН України»; Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України;

Інститут транспортних систем і технологій НАН України. Київ, 2020. 254 с.

[3] Lathen train collision. Режим доступу: https://en.wikipedia.org/wiki/Lathen_train_collision.

[4] A braking system capable of safely stopping a train traveling at 311 mph. Режим доступу: <https://scmaglev.jp/central-global.com/about/emergency/>.

[5] Перевантаження (авіація) (08.08.2021). Режим доступу: www.wiki-data.uk-ua.nina.az.

Віктор Дзензерський, д.т.н., професор, головний науковий співробітник, завідувач відділом №2, директор, Інститут транспортних систем і технологій НАНУ, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-5504-4524](https://orcid.org/0000-0002-5504-4524).



Відомості про авторів

Вячеслав Скосар, к.ф.-м.н, старший науковий співробітник відділу №6, Інститут транспортних систем і технологій НАНУ, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-2151-3417](https://orcid.org/0000-0002-2151-3417).



Олексій Ворошилов, молодший науковий співробітник відділу №6, Інститут транспортних систем і технологій НАНУ, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-9937-3637](https://orcid.org/0000-0002-9937-3637).



Наталія Бурилова, к.ф.-м.н., старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу №7, Інститут транспортних систем і технологій НАНУ, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-0474-0236](https://orcid.org/0000-0003-0474-0236).



Сергій Бурилов, к.ф.-м.н, провідний науковий співробітник, завідувач відділом №6, заступник директора з наукової роботи, Інститут транспортних систем і технологій НАНУ, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-8070-6764](https://orcid.org/0000-0001-8070-6764).



РЕАЛІЗАЦІЯ ОБ'ЄКТНО-ОРІЄНТОВАНИХ ПІДХОДІВ ПРИ РОЗВ'ЯЗАННІ ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ КОМПЛЕКСІВ З ТЕРМОХІМІЧНИМИ СИСТЕМАМИ

Чередніченко О.К.[✉], Личко Б.М., Басов О.Ю.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

суднова енергетична установка, структурний аналіз, математичне моделювання, термохімічна утилізація.

Визначено сучасні тенденції аналізу та синтезу складних технічних систем, що надало можливість виявити перспективу використання об'єктно-орієнтованих підходів при розв'язанні питань застосування термохімічних технологій утилізації теплоти вторинних енергоресурсів суднових енергетичних установок. Запропоновано використовувати чотири ієрархічних рівня: енергетичний модуль в цілому, підсистеми модуля, блоки обладнання підсистем, а також структурно-функціональні блоки, що моделюють одиничні ланки процесу, з їх поєднанням зв'язками у вигляді матеріальних, теплових та енергетичних потоків.

Вступ

Аналіз основних тенденцій розвитку суднових енергетичних установок [1] виявив наступні перспективні напрями: використання альтернативних видів палива; застосування дизель-електричних, комбінованих і гібридних установок з подальшим вдосконаленням технологій утилізації вторинних енергоресурсів.

Будучи технологіями утилізації вторинних енергоресурсів, термохімічні технології дозволяють розширити сферу застосування альтернативних видів палива та забезпечують можливість використання різних типів теплових двигунів у складі єдиних електрогенеруючих установок.

Актуальність досліджень

Розглядом різних аспектів проблеми підвищення ефективності енергетичних установок, в тому числі і за рахунок термохімічної регенерації відпрацьованих газів теплових двигунів, займаються різні наукові, проєктні та виробничі організації. Наукові дослідження, пов'язані зі встановленням закономірностей термохімічних процесів енергоперетворення, а також розробкою та впровадженням термохімічних технологій виконуються в Машинобудівному навчально-науковому інституті Національного університету кораблебудування (Україна).

Слід відмітити що в теперішній час недостатньо уваги приділено дослідженню ефективності схемних рішень комбінованих суднових енергетичних установок на базі енергетичних модулів, які застосовують термохімічні технології.

Методологія дослідження

Важливою складовою багаторівневої технічної системи «судно» є суднова енергетична установка. Дослідження методами системного аналізу надає можливість виявити багатоваріантність схемних рішень та оцінити вплив взаємозв'язків елементів на ефективність пропульсивного комплексу.

Аналіз наукових публікацій [2] показує, що в середині ХХ віку системний підхід стосовно складних технічних систем спирався на евристичну базу рішень та так звану «гарну інженерну практику», що звужувало коло пошуку можливих варіантів. Надалі були сформульовані дві групи стратегій проєктування та прийняття рішень – на базі декомпозиції та на базі оптимізації. Кожна з даних стратегій має свої обмеження. Декомпозиція дозволяє отримати детальні схемні рішення, але в недостатній мірі враховує взаємний вплив рішень, які належать до різних структурних рівнів. Стратегії, які засновані на оптимізації, успішно визначають раціональну конфігурацію складної технічної системи, але обмежені простором пошуку рішення

і вибором ступеня наближення, які далеко не завжди можуть бути обрані коректне.

При створенні математичного опису процесів в складних технічних системах можливі три основні рівні деталізації: концептуальні агрегатні моделі, спрощені розрахункові моделі та докладні точні моделі. Запропонований в даній роботі підхід передбачає модель енергетичної установки, яка розглядається відокремлене від комплексу систем більш складної ієрархічної структури (судна або об'єкта нафтогазовидобування), елементом яких він є.

З точки зору фізико-хімічних процесів енергетична установка з утилізацією вторинних енергоресурсів являє собою енерготехнологічний комплекс [3]. Якщо всі процеси утилізації (наприклад, термохімічна обробка базового палива) у відповідному технологічному обладнанні спрямовані в кінцевому підсумку на поліпшення характеристик конкретного теплового двигуна, то цю сукупність двигуна і відповідного технологічного устаткування можна розглядати як енергетичний модуль з системами утилізації вторинних енергоресурсів.

Об'єктно-орієнтоване моделювання надає інтуїтивно зрозумілий спосіб моделювання складних технічних систем, в якому визначення змінних та опис обмежень для різних елементів структури укладені в відповідні класи об'єктів, організованих в ієрархію. Згідно з підходом, який сформований в роботі [4], доцільно для енергетичного модуля розглянути чотири ієрархічних рівня: модуль в цілому, підсистеми модуля, групи блоків обладнання підсистем, блоки обладнання, що входять до групи. Складні підсистеми можуть бути структурно розділені на частини, відповідно до функціонального призначення.

Таким чином, застосування принципів функціональної декомпозиції дозволяє уявити енергетичний модуль з термохімічними системами утилізації вторинних енергоресурсів у вигляді сукупності підсистем.

У свою чергу, кожна підсистема формується як сукупність k блоків (нагнітачі, реактори та ін.) та груп блоків, об'єднаних певною функціональною ознакою (газотурбінний двигун, ДВЗ, утилізаційний парогенератор, металогідридна утилізаційна установки та ін.).

Математичні моделі блоків та груп блоків, які утворюють математичну модель підсистеми, являють, зазвичай, систему нелінійних алгебраїчних рівнянь. Якщо попередні дослідження звузили область пошуку оптимальних рішень та добре узгоджені з робочим процесом, то можливо одночасне розв'язання всіх рівнянь (Equation Oriented). Але такий метод не

підходить для моделей, в яких відсутні точні оцінки всіх змінних, тобто концептуальних моделей.

В умовах концептуального проектування або дослідження перспектив втілення нових технологій доцільно використовувати модульний підхід (Sequential Modular) [5]. Рівняння для кожного блоку (наприклад, насосу) розв'язуються за допомогою індивідуальних алгоритмів. В такому разі для всіх розрахункових модулів дотримується заздалегідь задана логічна послідовність обчислення. Переваги такого підходу до пошуку раціональних рішень є:

- можливість випробування алгоритмів обчислення з подальшою верифікацією отриманих результатів окремо для деяких блоків або груп блоків;

- модульна структура дозволяє легко додавати нові блоки та модернізувати існуючі;

- відносна простота та прозорість рішень надає можливість легкої перевірки вихідних даних на відповідність та повноту.

Застосування розглянутих підходів до дослідження складних технічних систем дозволяє представити енергетичний модуль з термохімічними системами утилізації вторинних енергоресурсів у вигляді сукупності підсистем:

- енергетичної підсистеми, в якій хімічна енергія палива перетворюється в механічну, електричну та теплову енергію;

- підсистеми термохімічної утилізації та перетворення енергії.

Підсистема термохімічної утилізації та перетворення енергії складається з двох частин:

- контуру утилізації теплоти, що призначений для підводу теплоти вторинних енергоресурсів двигуна до споживачів контуру термохімічного перетворення енергії;

- контур термохімічного перетворення енергії, який може бути виконано в формі блоку термохімічної обробки палива або групи блоків металогідридної утилізаційної установки.

Математичний опис фізико-хімічних процесів в блоках, групах блоків та в самих підсистемах спирається на рівняння матеріального та енергетичного балансу, які замикаються співвідношеннями для паро-рідинної рівноваги, кінетики хімічних перетворень та ін.

Процедури верифікації та оптимізації процесів в обладнанні енергетичного модуля з термохімічним перетворенням енергії потребують налаштування моделі теплового двигуна з урахуванням існуючих обмежень та вимог. Так, при дослідженні ефективності використання

термохімічної обробки палива шляхом регенерації скидної теплоти найчастіше розглядаються характеристики вже існуючих або перспективних ГТД. Ключові характеристики, такі як потужність двигуна, температура за камерою згоряння, температура газів на виході з двигуна, ступінь регенерації (для ГТД регенеративного циклу) та багато інших приймаються за базові. Модель ГТД, який працює в складі енергомодуля з термохімічною обробкою палива, необхідно налаштувати на ці базові характеристики. Тому математичні моделі структурно-функціональних блоків і груп блоків (таких як, наприклад, газотурбінний двигун) містять алгоритми розрахунку, в тому числі налаштування на задані характеристики.

Висновки

1. Запропоновано математичну модель енергетичного модуля з термохімічною утилізацією вторинних енергоресурсів теплових двигунів, що враховує систему обмежень допустимих значень параметрів, у вигляді двох підсистем – енергетичної та термохімічної утилізації, які, в свою чергу, складаються з структурно-функціональних блоків, поєднаних між собою зв'язками у вигляді матеріальних та енергетичних потоків.

2. Математичний опис процесів фізико-хімічних перетворень та розрахунків основних параметрів матеріальних та енергетичних потоків базується на балансових рівняннях, які замикаються додатковими співвідношеннями, що враховують особливості конкретного процесу. Визначення термодинамічних характеристик матеріальних потоків та параметрів робочих середовищ робочих тіл циклів спирається на законності фазової рівноваги.

3. Алгоритми налаштування математичних моделей структурно-функціональних блоків, надають можливість оптимізації процесів термохімічних перетворень енергії та верифікації розроблених моделей за показникам існуючих газотурбінних двигунів та установок.

Література

[1] Global Marine Fuel Trends 2030. – Available at: http://discovery.ucl.ac.uk/1472843/1/Global_Marine_Fuel_Trends_2030.pdf

[2] Bakountouzis, L.N. Marine power plants: design methodology and trends. *Transactions on the Built Environment*. 1993. Vol. 1. P. 85–95.

[3] Ткач, М.Р. Эффективность энерготехнологических газотурбинных энергетических установок на базе альтернативных топлив для специализированных судов. *Газотурбинные*

технологии. 2005. № 3. С. 1–3.

[4] Ткач, М.Р. Моделирование эффективности газотурбинных энергетических установок с дополнительной камерой сгорания на базе альтернативных топлив для специализированных судов. *Зб. наук. пр. НУК*. Миколаїв : НУК, 2005. № 2 (401). С. 62–70.

[5] Caballero J., Navarro M., Femenia R., Grossmann I. Integration of different models in the design of chemical processes: Application to the design of a power plant. *Applied Energy*. 2014. Vol. 124. P. 256–273.

Відомості про авторів

Олександр Чередніченко, д.т.н., професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-5745-81174](https://orcid.org/0000-0001-5745-81174).



Богдан Личко, к.т.н., доцент, в.о. завідувача кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-3943-9689](https://orcid.org/0000-0003-3943-9689).



Олег Басов, аспірант, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.



ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ПАЛИВА НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ТА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ СУДНОВОГО ДВИГУНА

Шалапко І.О. 

Відокремлений структурний підрозділ «Херсонський політехнічний фаховий коледж Національного університету «Одеська політехніка», Україна.

Анотація

Ключові слова:

Пластикові відходи, Паливо, Робочі процеси, Розрахунок двигуна, Розрахункові показники

На сьогоднішній день світове співтовариство накопичило понад 7 млрд. тон полімерних відходів, стан яких дозволяє використовувати їх у вторинних полімерних продуктах. І ця кількість збільшується щороку приблизно на 200 мільйонів тон. З іншого боку, такі відходи є вуглеводневою сировиною, яку можна використовувати для виробництва альтернативних моторних палив.

Завдяки математичному моделюванню робочого процесу у судовому двигуні при використанні палива, отриманого в наслідок переробки пластикових відходів, отримуємо можливість розробити методи розрахунку робочого циклу двигуна та визначити вплив параметрів палива на характер робочих процесів у циліндрах, а також термодинамічний ККД двигуна в цілому.

Вступ

Суть технологічного процесу піролізу полягає у нагріванні вихідної сировини в атмосфері з дефіцитом кисню та подальшому випарюванні, крекінгу та конденсації вуглеводневих сполук. Не всі типи відходів доцільно утилізувати методом піролізу, але саме відходи пластику піддаються йому найбільш оптимальним чином – з утворенням максимуму корисного продукту та мінімуму відходів процесу.

В умовах експлуатації судових дизельних енергетичних установок часто складається ситуація, коли паливо, що надходить до двигуна, не відповідає встановленим стандартам. Ще складнішою є ситуація при використанні нестандартних або альтернативних палив, властивості яких не відповідають рекомендаціям заводів-виробників ДВЗ. У цих випадках необхідно прийняти адекватні рішення щодо регулювання паливної апаратури та системи керування двигуном з метою забезпечити його задовільну роботу на нестандартному паливі.

Прийняття таких рішень може бути здійснено на основі результатів математичного моделювання робочих процесів в ДВЗ, при якому враховуються властивості альтернативного палива і його вплив на показники робочого процесу.

Відомо, що швидкість зміни тиску в циліндрі на всіх стадіях робочого процесу двигуна залежить від зміни робочого об'єму циліндра,

тепловіддачі від робочого тіла в циліндрі, виділення тепла при згорянні палива в камері згоряння двигуна. Зміна фізико-хімічних властивостей палива, через процеси сумішоутворення та згоряння, впливає на робочі параметри двигуна і, зрештою, на його економію палива, надійність і довговічність. Відомі методи розрахунку згоряння в циліндрі ДВЗ відображають зв'язок між фізико-хімічним складом палива та параметрами процесу згоряння у вузьких межах з обмеженою точністю, що недостатньо при розрахунках робочого процесу ДВЗ при роботі на альтернативному паливі.[1]

Викладення основного матеріалу

Для вирішення поставленого завдання завдяки математичній моделі розрахунку робочого процесу в судовому ДВЗ слід виконати моделювання зміни параметрів роботи двигуна під впливом фізико-хімічної властивості палив. Щоб забезпечити вирішення поставлених завдань, така модель має бути:

- адекватною дійсним процесам, що протікають у судовому ДВЗ при роботі з даним видом палива;

- забезпечувати визначення паливної економічності та основних параметрів робочого процесу двигуна при використанні різних видів палива на розрахункових режимах роботи двигуна;

– забезпечувати необхідну точність визначення параметрів у заданому діапазоні зміни режимів роботи двигуна.

В якості об'єкту математичного дослідження прийнято судновий турбопоршневий двигун із запаленням від стиснення 6ЧН12/14. Дизельні двигуни цього типорозмірного ряду являють собою високооборотні чотиритактні неререверсивні тронкові двигуни, забезпечені нерозділеними камерами згоряння. Основні показники двигуна наведено у табл. 1.[2]

Таблиця 1. Основні параметри двигуна 6ЧН12/14

Параметр	Значення
Тип дизеля	Судновий ДВЗ з наддувом
Хід/діаметр поршня, мм	120/140
Номінальна частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹	1500
Середня швидкість поршня, м/с	7
Потужність номінальна, кВт	84,5
Ступінь стиснення	13,5
Параметри форсунок (кількість × діаметр отворів, мм)	5×0,4
Тиск початку впорскування, МПа	17,6...18,3
Геометричний кут випереження подачі палива до ВМТ, град.п.к.в	18...22
Турбокомпресор	ТКР 11

На рисунку 1. наведено порівняння тиску та швидкості наростання тиску в циліндрі суднового ДВЗ 6ЧН12/14 при роботі на дизельному паливі та паливі отриманого шляхом утилізації пластикових відходів. [3]

При роботі на дизельному паливі та альтернативному паливі отриманому в результаті переробки відходів з пластику та поліетилену (АП) на режимі номінальної потужності та при часткових навантаженнях було встановлено, що період затримки займання при роботі на АП більше на 1 – 3,8°, що призводить до зміщення початку займання до ВМТ та підвищеної жорсткості процесу. Необхідно відзначити, що за розрахунковими даними при роботі на АП для двигуна 6ЧН12/14 характерно інтенсивне тепловиділення відразу після займання з наступним уповільненням процесу згоряння та догоряння. Більш інтенсивне тепловиділення на початку згоряння під час роботи на АП обумовлює підвищене значення dP/df порівняно з роботою на дизельному паливі.[4]

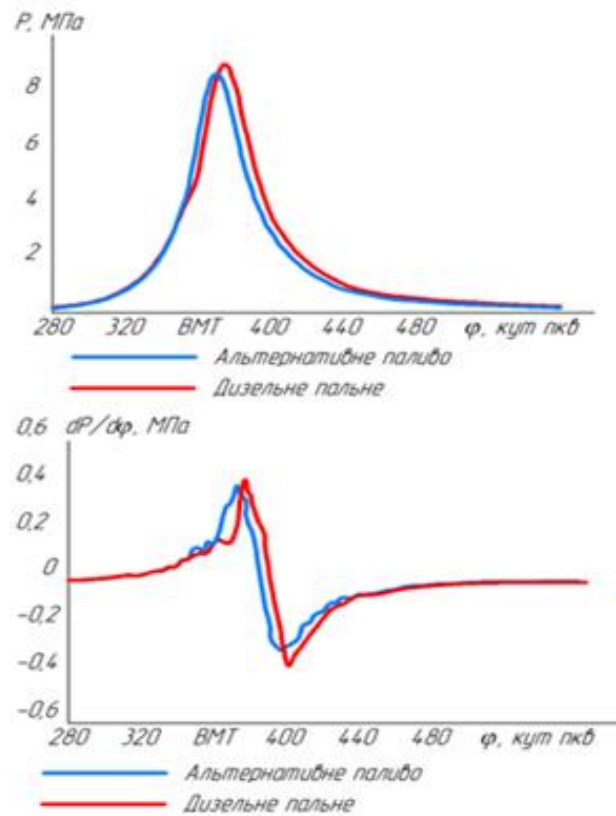


Рисунок 1. Порівняння тиску та швидкості наростання тиску в циліндрі суднового ДВЗ 6ЧН12/14 при роботі на дизельному паливі та альтернативному паливі.

З рисунку 1 стає зрозумілим, що на режимах великого навантаження значення максимального тиску P_{max} , максимальної швидкості наростання тиску dP/df при використанні АП у всіх проведених розрахунках вище, ніж для дизельного палива. При роботі двигуна на АП, потужності двигуна 70 кВт та частоті обертання 1500 об/хв зростає швидкість наростання тиску, що перевищує аналогічний показник для дизельного палива на 0,5 МПа; абсолютне значення підвищення максимального тиску на АП становить 0,45 МПа, а середнього – на 0,3 МПа порівняно з роботою дизельного палива.

При навантаженні ДВЗ близької до номінальної, зниження величини питомої ефективної витрати палива g_e становить 4...6 г/(кВт год). На малих навантаженнях виявлено підвищення величини g_e на 10...12 г/(кВт год) (рисунок 2). Це свідчить про незначну зміну характеру робочого процесу ДВЗ на альтернативному паливі порівняно з дизельним. [3]

Разом з тим, зазначене зниження g_e визначається, насамперед дещо більшою величиною теплотворної здатності альтернативного палива. Таким чином, проведені експериментальні дослідження показують, що параметри робочого процесу і динаміка тепловиділення залежать від цетанового числа палива і від кількості

ароматичних вуглеводнів, що містять в ньому.

Для зменшення негативного впливу зазначених факторів на робочі показники суднового ДВЗ необхідно регулювати кут випередження подачі палива в межах 15-75 град. п.к.в. залежно від технохімічних властивостей використовуваних палив. Це дозволить забезпечити тривалу роботу дизеля на паливі з низьким цетановим числом при задовільній витраті палива. [4]

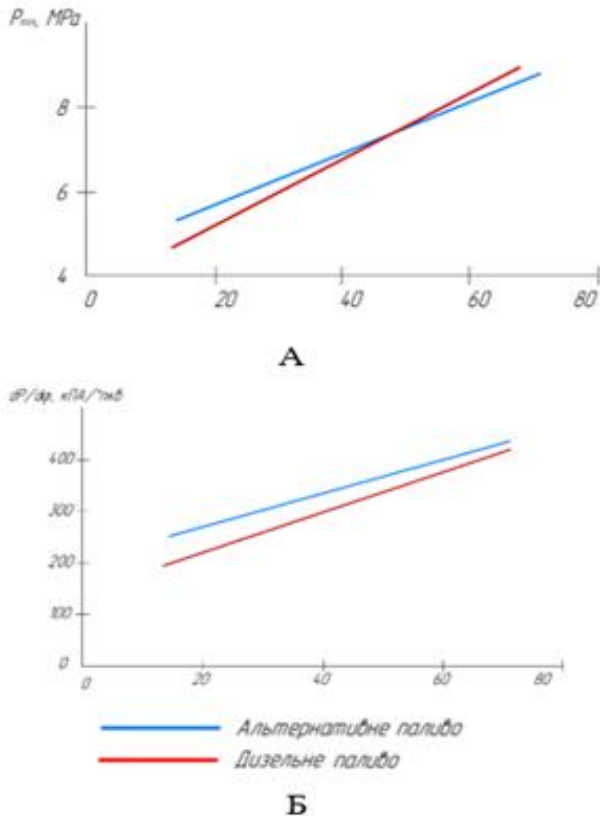


Рисунок 2. А - Максимальний тиск у циліндрі суднового ДВЗ 6ЧН12/14 при роботі на дизельному та альтернативному паливі. Б - Величина наростання тиску в циліндрі при роботі на дизельному та альтернативному паливі

Кут затримки займання при використанні альтернативного та дизельного палив відрізняється на 3...5° ПКВ. залежно від навантаження ДВЗ.

Слід зазначити, що наведені закономірності суттєво відрізняються від аналогічних, отриманих стосовно роботи ДВЗ на сумішах дизельного палива та бензину. Така відмінність пов'язана з більш сприятливим структурно груповим складом альтернативного палива, що розглядається. Насамперед це відноситься до зниженого вмісту ароматичних вуглеводнів.

Висновки

Різний елементарний склад палив визначає відмінності у протіканні робочого процесу,

створюючи передумови до детальнішого вивчення процесів, які у двигуні. Раніше вивчені відомості дозволяють підготувати вихідні дані для моделювання робочого процесу ДВЗ та паливоподачі з урахуванням виду альтернативного палива.

При певному регулюванні паливної апаратури можна досягти більш високих ефективних показників. Варто враховувати і те, що альтернативні палива є джерелом енергії, що відновлюється.

Література

- [1] Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. (2011). Моторные топлива из полимерного сырья, производство и применение. К.: Изд-во «День Печати», — 290 с., 122-134.
- [2] І.О. Шалапко. Дослідження впливу використання альтернативного палива на робочий процес та ефективні показники суднового двигуна. Збірник наукових праць національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. №2 (489), 2022. – с 44-50
- [3] Dong, J., Tang, Y., Nzihou, A., Chi, Y., Weiss-Hortala, E., Ni, M., & Zhou, Z. (2018). Comparison of waste-to-energy technologies of gasification and incineration using life cycle assessment: Case studies in Finland, France and China. Journal of Cleaner Production, 203, 287–300. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.08.139>
- [4] Jahirul, M.I., Rasul, M.G., Schaller, D., Khan, M.M.K., Hasan, M.M., & Hazrat, M.A. (2022). Transport fuel from waste plastics pyrolysis – a review on technologies, challenges and opportunities. Energy Conversion and Management, 258, 224–228. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115451>
- [5] Das, A. K., Hansdah, D., Mohapatra, A. K., Panda, A. K. (2020). Energy, Exergy and emission analysis on a DI single cylinder diesel engine using pyrolytic waste plastic oil diesel blend. Journal of the Energy Institute, 93, 24–26. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2020.01.024>

Відомості про авторів

Іван Шалапко, аспірант, викладач, відокремлений структурний підрозділ «Херсонський політехнічний фаховий коледж Національного університету «Одеська політехніка», Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1062-0575](https://orcid.org/0000-0002-1062-0575).



ВПЛИВ КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАННЯ НА РОБОЧІ ПРОЦЕСИ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ПАЛИВІ ІЗ ДОДАВАННЯМ ЕТАНОЛУ

Рябошапка Н.Є., Сухонос Р.Ф.[✉], Грачов П.В.

Національний університет «Запорізька політехніка», Україна

Анотація

Ключові слова:

витрата палива, гнучкий вихід палива, максимальний обертальний момент на вихідному валу, спиртовмісні палива, час запалювання

Для вирішення актуального питання адаптації існуючих двигунів внутрішнього згорання до переходу з чистого бензину на палива із додаванням етанолу >5 % проведено дослідження впливу часу запалювання паливоповітряної суміші двигуна на робочі процеси з метою досягнення максимального обертального моменту на вихідному валу двигуна при роботі на біопаливах марок E10...E85, які містять від 10 % до 85 % етанолу відповідно.

Вступ

В останнє десятиріччя біопаливо все частіше використовується як джерело енергії для двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) – як з іскровим запалюванням, так і з запалюванням від стиснення. Біопаливо є відновлюваним джерелом енергії, чим сприяє зменшенню викидів парникових газів в масштабі всієї планети. Головний компонент біопалив для бензинових двигунів, починаючи з XIX сторіччя – це етанол.

В даний час значна частина бензину в Україні змішується з етанолом, і в складі паливної суміші етанолу має бути не більше 10 %. Тільки таке паливо відповідає чинному ДСТУ 7687:2015. Проте, останніми роками окремі паливні компанії (БРСМ-НАФТА, МОТТО, WOG тощо) торгують паливом із більшим вмістом етанолу (до 30 %). А згідно до прийнятого в першому читанні законопроект 3356-д, через деякий час весь бензин в Україні буде із мінімально обумовленим відсотком етанолу.

Актуальність досліджень

В той час, як питання глобальної екологічності та економічності біопалив є предметом дискусій, технічним фахівцям та інженерам вже необхідно вирішувати нагальне питання адаптації існуючих ДВЗ до переходу з чистого бензину на палива із додаванням етанолу >5 %. В той же час, значний європейський досвід експлуатації

двигунів на паливі E85 (містить 85 % етанолу) призводить до подальшого використання в Україні вживаних «спиртових» автомобілів з Європи, а також неминуча поява в Україні палива E85 в продажу, – все це вимагає певних рекомендацій щодо адаптації до нього бензинових ДВЗ.

Викладення основного матеріалу

Відомо багато наукових робіт, метою яких є теоретичне та практичне дослідження впливу спиртового палива на стан системи живлення двигуна, на його характеристики на різних режимах. Особливо це стосується так званих «автомобілів з гнучким вибором палива» (Flexible Fuel Vehicles або FFV), які можуть використовувати бензин, паливо E85 або їх суміш у будь-якому співвідношенні. Такі транспортні засоби випускаються серійно, а також можуть бути отримані переобладнанням з бензинового ДВЗ. Зазвичай така модифікація обмежується збільшенням величини циклової подачі палива. А параметри запалювання зазвичай залишають незмінними.

З теорії та практики відомо, що неоптимальна величина кута випередження запалювання спричиняє зменшення потужності двигуна, зростання витрати палива, збільшення викидів оксидів азоту (NO_x), монооксиду вуглецю (CO), вуглеводнів (HC) і твердих часток (PM).

Згорання паливоповітряної суміші в камері

згоряння повинно відбуватися в певний проміжок робочого циклу двигуна, щоб максимально ефективно перетворювати хімічну енергію в механічну. Через затримку займання і певну тривалість самого процесу згоряння, іскра від свічки запалювання повинна подаватися з певним випередженням, яке залежить від конструкції двигуна, частоти обертання колінчастого валу, навантаження на двигун, умов експлуатації.

З точки зору економічності витрати палива двигуном, у більшості випадків бажано, щоб на всіх обертах кут випередження запалювання (КВЗ) був якнайбільшим. Проте, перевищення певної границі викликає детонацію. З іншого боку, «пізніе запалювання» (зменшений КВЗ) збільшує температуру в циліндрі, що призводить до зростання викидів NOx і одночасно зменшує викиди вуглеводнів [1].

На карбюраторних ДВЗ та на ранніх інжекторних ДВЗ величина КВЗ може бути змінена вручну, налаштуванням розподільника запалювання. На сучасних інжекторних системах із комп'ютерним керуванням і окремим модулем запалювання, КВЗ може бути змінений коригуванням табличних значень КВЗ, які зберігаються в пам'яті бортового комп'ютера.

З теорії ДВЗ випливає, що спиртовмісні палива за рахунок збільшеного октанового числа дозволяють збільшити КВЗ на всіх швидкісних режимах. Це дозволяє підвищити потужність двигуна, а також зменшити викиди CO та HC, а також зменшити витрату палива [2]. Тим не менше, результати не завжди є однозначними.

Експериментальні дослідження [3] на одноциліндровому бензиновому двигуні на сталому режимі обертання при повністю відкритій дросельній заслінці показали, що для досягнення максимального обертового моменту на вихідному валу двигуна при роботі на паливі E60 (60 % етанолу, 40 % бензину) КВЗ необхідно робити меншим на 4 ° повороту колінчастого валу (ПКВ) (тобто запалювання буде більш пізнім) порівняно з оптимальним значенням КВЗ при роботі на чистому бензині. При цьому відбувається незначне зниження викидів вуглеводів. Також виявлено, що при збільшенні відсотку спирту в паливі температура відпрацьованих газів зменшується, викиди CO скорочуються. Останнє також підтверджується дослідженнями [4], проведеними на двигуні ВАЗ-2101.

Під час дослідження [5] на 4-циліндровому карбюраторному двигуні з використанням палива E85 встановлено частково протилежні результати. Найбільшу потужність двигуна та найменші викиди зафіксовано при збільшенні КВЗ на 4 ° ПКВ (порівняно з найкращим значенням потужності для чистого бензину при тому ж положенні дросельної заслінки).

Викиди NOx збільшувалися зі збільшенням КВЗ, викиди CO і CO₂ в основному залишалися без змін, а викиди HC зростали зі зменшенням КВЗ.

Схожі (протилежні) результати зустрічаються і в інших наукових роботах.

Висновки

Таким чином, з проведеного аналізу можна стверджувати, що вплив часу запалювання (вираженого через величину КВЗ) паливоповітряної суміші двигуна, що працює на бензині із високим вмістом спирту (до 85 %), вивчений недостатньо. Більш того, результати є суперечливими.

Частково це пояснюється тим, що деякі дослідники проводять експерименти на режимах, не притаманних автомобільним ДВЗ в реальній експлуатації (тривала робота при повністю відкритій дросельній заслінці). По-друге, великий вміст етанолу суттєво знижує температуру паливоповітряної суміші на початку циклу, що погіршує випаровування палива, тобто потребує додаткової енергії.

Література

[1] Gailis M., Pirs V. Effect of ignition timing on emissions of spark ignition engine using E85 fuel. *Agricultural Engineering*. 2014. Vol. 1. pp. 212–218.

[2] Sayin C. The impact of varying spark timing at different octane numbers on the performance and emission characteristics in a gasoline engine. *Fuel*. 2012. № 97. pp. 856–861. [doi.org:10.1016/j.fuel.2012.03.013](https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.03.013)

[3] Topgül T., Yücesu H.S., Çınar C., Koca A.T. The effects of ethanol-unleaded gasoline blends and ignition timing on engine performance and exhaust emissions. *Energy*. 2006. № 31. pp. 2534–2542. [doi.org:10.1016/j.renene.2006.01.004](https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.01.004)

[4] Сухонос, Р.Ф., Гапоненко О.М. Підвищення ефективності поршневих ДВЗ при роботі на спиртових паливах. *Тиждень науки*. Тези доповідей науково-практичної конференції, Запоріжжя, 18–22 квітня 2016 р. Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. С. 112–113.

[5] Türköz N., Erkuş B., İhsan Karamangil M., Sürmen A., Arslanoğlu N. Experimental investigation of the effect of E85 on engine performance and emissions under various ignition timings. *Fuel*. № 115. pp. 826–832. [doi.org:10.1016/j.fuel.2013.03.009](https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.03.009)

Відомості про авторів

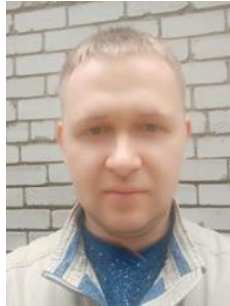
Наталія Рябошапка, старший викладач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання», НУ «Запорізька політехніка», Запоріжжя, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-0334-8363](https://orcid.org/0000-0003-0334-8363).




Роман Сухонос, магістр, старший викладач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання», НУ «Запорізька політехніка», Запоріжжя, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-9683-3389](https://orcid.org/0000-0001-9683-3389).



Павло Грачов, магістр, викладач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання», НУ «Запорізька політехніка», Запоріжжя, Україна.



ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ В ОПРІСНЮЮЧИХ УСТАНОВКАХ ТА ЇХ ТИПИ

Палагін О.М. 

Дунайський інститут Національного університету "Одеська морська академія", Україна

Анотація

Ключові слова:

випарник, ВОУ, глибокова-куумні, карбонатний, на-кип, опріснювання

В роботі розглядається раціональне використання вторинних енергоресурсів в суднових водоопріснюючих установках. Надається характеристика та принцип роботи водоопрісних установок з випарниками киплячого типу, що працюють при постійному тиску та водоопрісних установок з випарниками некиплячого типу, розширювальні, що працюють адіабатно. Розглядаються переваги та недоліки кожного з цих типів суднових водоопріснюючих установок а також можливість використання пара від утилізаційних котлів, що дозволить отримати низьку собівартість виробництва прісної води.

Вступ

Економічний ефект використання теплової енергії палива в цілому для всього судна залежить не тільки від ефективного к. к. д. головних двигунів, він також визначається витратами енергії на привід допоміжного обладнання, систему теплопостачання, опріснення морської води. Раціональне використання відходів тепла дизелів на суднах може дати значну економію палива, що дозволить знизити собівартість вантажів, що перевозяться, а також поліпшити умови проживання без додаткових витрат потужності. Найвні вторинні енергоресурси на судах великі, і їх використанню приділяється увага. Втрати тепла з охолодним середовищем, що становлять 12-25%, на багатьох судах часто не використовуються [1].

Для більшості транспортних суден добова потреба у прісній воді залежить від типу СЕУ та коливається від 5-20 т для суден з дизельними установками до 20-50 т для паротурбінних суден.

Застосування ВОУ є економічно доцільним, оскільки призводить до скорочення суднових запасів прісної води (і відповідного збільшення вантажопідйомності судна), а також через нижчу вартість приготовленого дистилляту порівняно з водою, прийнятою з берега.

Відомі такі способи опріснення морської води, поширені в промисловості та на транспорті: дистилляція (випарювання), кристалогідратний

(виморожування), гіперфільтрація (зворотний осмос) та електродіаліз. На морських суднах найпоширеніший спосіб дистилляції як технологічно простий, надійний, економічно виправданий і забезпечує мінімальний (5-10 мг/кг) порівняно з іншими способами загальний вміст солі дистилляту.

Актуальність досліджень

У даний час основними технологіями, що використовуються для опріснення морської води, є дистилляція (50 ... 60% опрісненої води), пов'язана з фазовими переходами води (випарювання), і зворотний осмос (30 ... 40%). Ці методи постійно вдосконалюються та конкурують між собою. Кожен із способів залежно від параметрів процесу, принципу дії має свою сферу застосування.

У дистилляційних (випарних) опріснювачах може бути досягта найвища якість опрісненої води. Подібні дистиллятори широко використовуються також у системах суднової енергетики.

Розглянуті в цій роботі опріснювачі, в яких використана пара від утилізаційних котлів, що дозволить отримати низьку собівартість виробництва прісної води.

Викладення основного матеріалу

Опріснення морської солоної води на суднах можна здійснювати різними методами, проте як

основні слід рекомендувати ті, які дозволяють використовувати теплові втрати суднових двигунів. Це дає змогу суттєво зменшити витрати первинної енергії на отримання прісної води. До таких методів належать термічні, засновані на випаровуванні заморожуванні, у яких відбувається зміна агрегатного стану води. В судновій практиці знайшли застосування лише термічні методи, засновані на випаровуванні води. В даний час застосовуються опріснювальні установки різних конструкцій, що працюють за методом дистиляції. Усі опріснювальні установки можна поділити на дві групи залежно від принципу роботи випарника:

з випарниками киплячого типу, що працюють при постійному тиску;

з випарниками некиплячого типу, розширювальні, що працюють адіабатно.

На рис. 1. а наведена схема установки з випарниками киплячого типу. Забортна вода надходить у випарник 1. трубками якого проходить гріюче середовище. У ньому випаровується 20-50% морської води, що надходить. Пар, що утворився, йде в конденсатор, де, конденсуючись, утворює дистилат, що відкачується насосом 4 і використовується в подальшому на господарсько-побутові потреби. По трубках конденсатора циркуляційним насосом закачується охолоджувальна забортна вода. Частина цієї води також надходить у випарник установки. Частина морської води, що не випарувалася у випарнику, звана розсоллом, видаляється за борт розсолльним насосом.

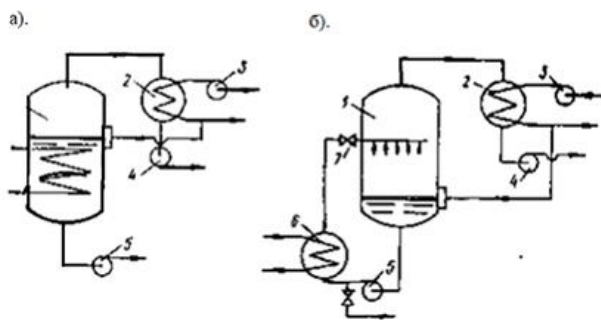


Рисунок 1. Принципові схеми опріснювальних установок, що працюють за методом: випаровування, з випарниками: а - киплячого типу; б - з адіабатним.

Опріснювальні установки розглянутого типу випускаються фірмами Атлас, Нірекс, Вір, Сакура та інші.

Опріснювальна установка з адіабатним випарником наведена на рис. 1, б. До складу її входять підігрівач забортної води 6, випарник 1, конденсатор 2 і циркуляційний 5, забортної води 3 і дистилату 4.

Принцип роботи адіабатної опріснювальної установки не відрізняється від принципу роботи раніше розглянутого утилізаційного пристрою системи високотемпературного охолодження двигуна, що виробляє пари для енергетичних цілей [2].

У підігрівачі забортної води та у випарнику повинні підтримуватися різні тиски. Ця різниця тисків забезпечується регулюванням дроселя 7. Нагріта в підігрівачі забортна вода подається до розпилювачів, встановлених у випарній камері. У випарнику підтримується тиск, при якому температура кипіння на 5-8° С нижче температури води, що подається до розпилювачів. При розпиленні води відбувається часткове її випаровування. З випарника пара надходить у конденсатор, трубками якого прокачується забортна вода. Частина забортної води, як і в попередній схемі йде в випарник. Вода з випарника, що не випарувалася, циркуляційним насосом знову подається в підігрівач, який обігрівается паром або гарячою водою.

Опріснювачі з випарниками киплячого типу частіше використовуються в установках невеликої продуктивності (до 20 т на добу), а з адіабатними випарниками у великих установках. До переваг установок з адіабатними випарниками відносяться менше накипівтворення на поверхні нагріву та вищі якості дистилату. Однак цей тип опріснювальних установок вимагає великих витрат, потужний привід циркуляційного насоса, оскільки кратність циркуляції в них велика. На великих пасажирських та промислових суднах застосовуються багатоступінчасті адіабатні опріснювальні установки, що мають більш високий коефіцієнт корисного використання тепла [3].

Кожен з розглянутих типів опріснювальних установок може працювати як з надлишковим тиском 0,13-0,18 МПа, так і під глибоким вакуумом 7-9 кПа. В даний час на судах використовується як правило опріснювачі з киплячими випарниками надлишкового тиску. При надмірному тиску у випарнику тепла схема виходить більш простою, так як не потрібно встановлення ежекторів для створення вакууму, а також розсолльного (іноді і дистиляційного) насоса. Однак внаслідок інтенсивного накипівтворення, різко знижується їх продуктивність, для відновлення якої потрібно часто трудомістке очищення гріючих елементів випарників від накипу (в середньому через кожні 200-400 год).

У вакуумних випарних установках інтенсивність накипівтворення на поверхні нагріву значно менше.

Карбонатний накип, що утворюється, на відміну від сульфатної в установках з надлишковим тиском легко видаляється. Вакуумні

опріснювальні установки можуть працювати протягом 2000-3000 год без розкриття для очищення елементів від накипу.

Світовою промисловістю освоєно випуск вакуумних опріснювальних установок з паровим обігрівом. На дизельних суднах у цих установках може бути використана пара від утилізаційних котлів, що дозволить отримати низьку собівартість виробництва прісної води. Однак використання в опріснювальних установках частини пари, виробляється утилізаційним котлом, є небажаним, так як це призводить до зменшення витрати пари на турбогенератор і зниження його потужності.

У той же час на суднах з дизельними установками їх висока економічність може бути забезпечена при використанні тепла охолоджувальної води двигуна. На цих суднах доцільно використовувати глибоковакуумні опріснювальні установки, в яких випаровування морської води відбувається за рахунок тепла охолоджуючої води. Особливо виправдано їх застосування на суднах з двигунами, що мають на виході температуру охолоджуючої води 50-65°C, оскільки для інших цілей це тепло використовувати важко внаслідок низької температури води [4].

Висновки

В роботі розглядається раціональне використання вторинних енергоресурсів в суднових водоопріснюючих установках. Надається характеристика та принцип роботи водоопрісних установок з випарниками киплячого типу, що працюють при постійному тиску та водоопрісних установок з випарниками некиплячого типу, розширювальні, що працюють адіабатно. Розглядаються переваги та недоліки кожного з цих типів суднових водоопріснюючих установок а також можливість використання пара від утилізаційних котлів, що дозволить отримати низьку собівартість виробництва прісної води.

Література

[1] Коваленко В.Ф., Лукин Г.Я. Судовые водоопреснительные установки. Л.: Судостроение. 1970. 304 с.

[2] Харин В.М., Занько О.Н., Дёкин Б.Г., Писклов В.Т. Судовые машины, установки, устройства и системы. Одесса: Феникс 2010. 645 с.

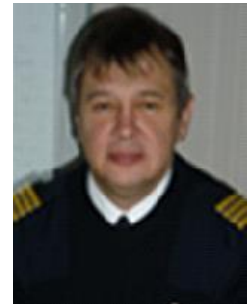
[3] Корнилов Э.В., Бойко П.В., Голофастов Э.И. Вспомогательные механизмы и судовые системы. 2009. 297 с. ISBN: 978-966-691-232-8.

[4] Корнилов Э.В., Бойко П.В., Корнилов В.Э. Палубные механизмы и судовые устройства

морских судов. справочник. Одесса: Экспресс Реклама, 2009, 420 с.

Відомості про авторів

Олександр Палагін, к.т.н., доцент кафедри суднових енергетичних установок і систем, Дунайський інститут Національного університету "Одеська морська академія", Ізмаїл, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-6533-5894](https://orcid.org/0000-0002-6533-5894).



УТИЛІЗАЦІЯ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВИХ ДВЗ ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ

Калініченко І.В. 

Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

Водяна пара, вторинні теплові ресурси, джерело теплоти низького потенціалу, теплонасосна парогенеруюча установка

Розглянуто варіант використання на суднах теплонасосних парогенеруючих установок для виробки водяної пари, джерелом споживаної теплоти низького потенціалу (у випарнику) у яких використовуються вторинні теплові ресурси ДВЗ. Це дозволяє відмовитися від роботи допоміжного котла на ходовому режимі судна, а отже заощадити невідновлювані джерела енергії

Вступ

Із збільшенням масштабів світового промислового і сільськогосподарського виробництва, а також споживання товарів та послуг при вкрай нерівномірному розподілі на планеті природних ресурсів і населення роль морських суден як основних транспортних засобів у світовому товарообміні вже стала визначною, а в майбутньому не тільки не зменшиться, але й зростатиме. Світовий морський транспортний флот налічує більше 70 тис. транспортних суден загальним дедефтом більше 1500 млн. т, а загальний рівень перевезень вантажу морським транспортом перевищує 10 млрд. т на рік. На морські та річкові перевезення припадає близько 90 % світових перевезень.

На теперішній час на транспортних суднах до 95 % у якості головного двигуна для суднової енергетичної установки (СЕУ) використовуються поршневі двигуни внутрішнього згорання. Одними з найпоширеніших ДВЗ на суднах є малооберткові двигуни (МОД), в яких частота обертання колінчатого валу знаходиться в діапазоні від 50 до 250 хв⁻¹ з діапазоном потужності від 2000 до 90000 кВт.

Враховуючи величезний вплив морських вантажних перевезень за допомогою суден на товарообмін у світі, та величезну сумарну теплову потужність суднових головних двигунів підвищення ефективності комплексного використання паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) суднових ДВЗ стає актуальним.

Так в суднових МОД в ефективну роботу перетворюється лише частина теплоти (48...54 %), що виділяється при згоранні палива, все інше складають втрати. З них частина теплоти

(18...20 %) уноситься відхідними газами (ВГ), частина теплоти (18...21 %) передається через охолоджувач наддувного повітря (ОНП), частина теплоти розсіюється безпосередньо через елементи і корпус двигуна (до 1 %), а частина передається до системи змащення (3...4 %) та до системи охолодження втулок циліндрів двигуна (6...8 %).

Одним з основних методів і технологій підвищення ефективності комплексного використання ПЕР СЕУ традиційно є утилізація вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) різних речовин, що відводять теплоту від суднових МОД. Утилізація цих втрат, по перше, підвищує економичність суднових МОД, по друге, вирішує дві важливі екологічні задачі: зберігає невідновлювані природні ресурси і зменшує теплове забруднення навколишнього середовища.

Як один з варіантів вирішення цієї проблеми може розглядатися використання на суднах холодильних машин (ХМ), що утилізували б скидну теплоту для підвищення температурного потенціалу. В роботі розглядається можливість використання теплонасосних парогенеруючих установок (ТНПУ) для виробки водяної пари, джерелом споживаної теплоти низького потенціалу (у випарнику) у яких були б вторинні теплові ресурси ГД. Це дозволило б, по-перше, утилізувати скидаючу теплоту, зменшуючи тим самим теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися від роботи ДК на ходовому режимі судна, а отже заощадити невідновлювані джерела енергії.

Актуальність досліджень

Утилізація низькопотенційної теплоти тепловими насосами для отримання гарячої води та

водяної пари широко застосовується в промисловості і на транспорті. Однак питання використання ТНПУ в суднових умовах ще недостатньо вивчені, оскільки тут виникають специфічні проблеми, невластиві береговим (стаціонарним) установкам. Суднове виконання ТНПУ передбачає особливо жорсткі вимоги до їх енергоспоживання, габаритним показникам, автономності роботи, надійності і зручності експлуатації. Так, компанією "BPC Group Engineering" [1, 2], світового виробника абсорбційних бромистолітєвих холодильних машин (АБХМ) впроваджено використання двоступеневих АБХМ з утилізацією водяної пари на судах для охолодження наддувного повітря МОД. Спеціальна конструкція АБХМ, що не допускає змішування розчину LiBr з хладоном та забезпечує високий механічний опір під час качки судна. Охолоджена вода може використовуватися для кондиціювання повітря в каютах екіпажу та для охолодження наддувного повітря двигуна. Зниження температури повітря призводить до зменшення споживання палива та скорочення викидів CO₂ та NO_x. Для використання морської води в якості теплоносія в АБХМ застосовуються теплообмінники з трубками із матеріалів, що не піддаються корозії (Cu, Ni та Ti).

Однак даних, наведених у розглянутих вище джерелах, недостатньо для оцінки перспективності теплонасосного напрямку утилізації скиданої теплоти МОД.

Викладення основного матеріалу

Найбільш переважним джерелом скиданої теплоти для роботи ТНПУ є прісна вода системи охолодження втулок циліндрів суднових ДВЗ, яка має температуру 80...85 °С. Її теплоти достатньо для одночасної роботи ТНПУ та водопрісновальної установки (ВОУ) (близько 46...54 % теплоти використовується у ВОУ). Проведені розрахунки показують енергетичну доцільність використання двоконтурної ТНПУ для отримання водяної пари тиском 0,3...0,5 МПа для танкера в ходовому режимі в холодній зоні (рис. 1) [3]. Водяну пару з тиском 0,7 МПа отримують в утилізаційному котлі (УК).

У якості робочого тіла для високотемпературного ТН пропонується використання хладону *n*-пентан R601 з нормальною температурою кипіння $t_s = 36,1$ °С, критичною температурою $t_{кр} = 196,6$ °С, критичним тиском $P_{кр} = 3,37$ МПа та температурою самозаймання $t_{сз} = 286$ °С. У якості мастила був вибраний PAG (поліалкіленгліколь) за його термостійкість і достатню в'язкість при температурі до 180 °С. При високотемпературних випробуваннях з температурами конденсації $t_k = 160$ °С і кипіння $t_0 = 70$ °С, що проводились японською компанією "Maeykava"

з використанням даного хладону, коефіцієнт трансформації теплоти COP дорівнює $\zeta_{ТН} \approx 3,0$.

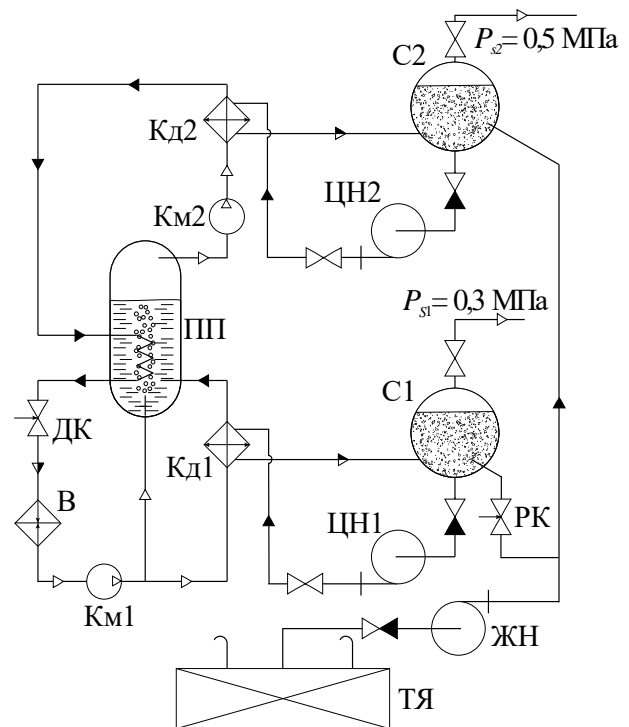


Рисунок 1. Схема ТНПУ з одержанням водяної пари двох тисків: Км – компресор; В – випарник; ДК – дросельний клапан; Кд – конденсатор; ПП – проміжна посудина; ЦН – циркуляційний насос води; С – сепаратор водяної пари; РК – редукційний клапан; ЖН – живильний насос; ТЯ – теплий ящик

Як судно-прототип для проведення розрахункових досліджень був обраний танкер проекту 15966 (типу "Григорій Нестеренко"), водотонажністю $D = 35970$ т, розробки ЦКБ "Ізумруд" (м. Херсон). На танкері встановлені: головний двигун (ГД) марки 6ДКРН 60/195-10 номінальною потужністю $Ne_{ном}^{ГД} = 9370$ кВт, два допоміжних котла (ДК), один з яких КАВ 6,3/7 паропродуктивністю 6,3 т/год, а інший КАВ 16/16 – 16 т/год, та УК марки КУП 660 паропродуктивністю 5 т/год. В якості альтернативного ГД для танкера розглядалися сучасні малооборотіві двигуни, один з яких фірми "Wartsila" марки 6RTflex52U-B з номінальною потужністю $Ne_{ном}^{ГД} = 9600$ кВт (температура та кількість теплоти води, що охолоджує втулки циліндрів ГД відповідно $t_{хвц} = 85$ °С, $Q_{хвц} = 1862$ кВт) та двигун фірми "MAN B&W" марки 6S50ME-C8-TH номінальною потужністю $Ne_{ном}^{ГД} = 9960$ кВт ($t_{хвц} = 80$ °С, $Q_{хвц} = 1450$ кВт).

Необхідна кількість водяної пари для споживачів на судні в ходовому режимі в холодній зоні 7160 кг/год. В УК максимально виробляється до 5000 кг/год, тому дефіцит водяної пари

становить 2160 кг/год, який може компенсуватися роботою ДК, але це призводить до додаткового використання близько 8...10 % палива на судні в цілому. В табл. приведено теплове навантаження при експлуатації судна проекту 15966 в холодній зоні.

Згідно з розрахунками сумісна робота ТНПУ та УК забезпечує водяною парою необхідних параметрів всіх споживачів на ходовому режимі в холодній зоні без використання ДК. Загальна кількість отриманої водяної пари при використанні ТНПУ може сягати $G_{s\text{ТНПУ}} = 2272$ кг/год з головним двигуном "MAN B&W" та $G_{s\text{ТНПУ}} = 2632$ кг/год з головним двигуном "Wartsila", що більше ніж потрібно для покриття всіх потреб споживачів пари на судні в ходовому режимі при експлуатації в холодній зоні (рис. 2).

Для генерації водяної пари необхідних тисків конденсація хладону приймалась для першого і другого ступенів відповідно 144 °С і 162 °С, температура кипіння хладону у випарнику 67...75 °С, адіабатний ККД хладонового відцентрового компресора $\eta_{ад.к} = 0,82$, тепловий коефіцієнт ТНПУ $\zeta = 3,2...3,45$.

Таблиця 1. Парове навантаження при експлуатації судна проекту 15966 в холодній зоні

Споживачі пари	Тиск пари, МПа	Витрати пари, кг/год
Загальносуднові	0,2...0,3	1246
Споживачі СЕУ	0,5...0,7	3512
Підігрівачі вантажу	0,3...0,7	2402
Всього	-	7160

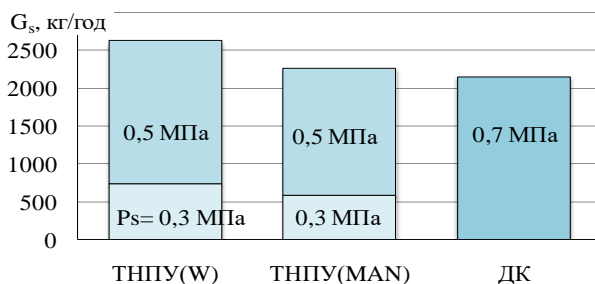


Рисунок 2. Результати розрахунків паропродуктивності ТНПУ та ДК: ТНПУ(W) – утилізація теплоти ГД фірми "Wartsila"; ТНПУ(MAN) – утилізація теплоти ГД фірми "MAN B&W"; ДК – допоміжний котел

З рис. 3 видно, що завдяки більш високому температурному потенціалу теплоти води системи охолодження ГД фірми "Wartsila", що

утилізується в ТНПУ, витрати палива в дизель-генераторі на електропривід компресора ТНПУ становить 95...97 кг/год, що на 5,8...6,1 % менше порівняно з витратою палива при утилізації теплоти ГД фірми "MAN B&W" і на 24...28 % менше порівняно з витратою палива в ДК [4, 5].

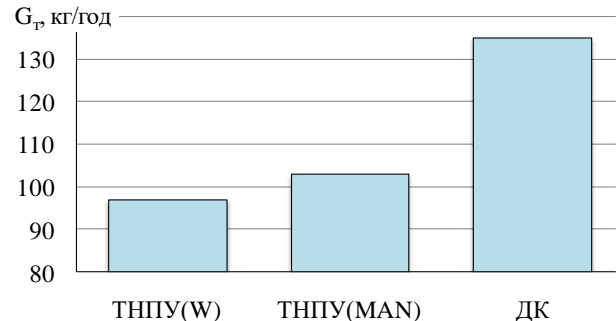


Рисунок 3. Витрати палива при сумісній роботі ТНПУ і УК або ДК і УК в ходовому режимі судна в холодній зоні

Попередні розрахунки показали, що економія палива на судні в цілому при заміщенні ДК в ходовому режимі в холодній зоні на ТНПУ становить 3...5 %.

Висновки

В роботі доведено ефективність утилізації скидної теплоти охолоджуючої води ДВЗ за допомогою ТНПУ, що дозволяє зменшити теплове забруднення навколишнього середовища, відмовитися від роботи допоміжного котла на ходовому режимі судна в холодній зоні, відповідно скоротити споживання котельного палива на 3...5 %.

Література

[1] Dimitrov O. Trigeneration as a method of high efficient utilization of secondary energy resources of the ship power plant / O. Dimitrov, O. Yakovleva, M. Khmelniuk // *Вестник АТУ: IV м-н. н-т. конф. Казахстан-Холод 2014.* – Алмати. – 2014 – С. 40-43.

[2] World Energy Europe Advanced Absorption Cooling Technologies / *World Energy.* – 2018. – 58 p. – <http://www.worldenergyeurope.eu/steam-fired.php>.

[3] Андреев А.А. Теплонасосна паровиробляюча установка утилізації низькопотенційної теплоти головного двигуна танкера / А.А. Андреев, И.В. Калининченко // *Екологічна безпека об'єктів господарської діяльності: Тези доповідей до м-н. н-д. конф.* – Миколаїв: МДГУ. – 2004. – С.103-104.

[4] Radchenko, R., Pyrysunko, M., Kornienko, V.,

Gorbov, V., Kalinichenko, I. (2022). Effect of Utilization Exhaust and Recirculation Gases of Ship Diesel Engine in Absorption Chiller. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Kritskiy, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2021*. ICTM 2021. Lecture Notes in Networks and Systems, vol 367. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-94259-5_43.

[5] Konovalov, D., Kobalava, H., Radchenko, M., Gorbov, V., Kalinichenko, I. Development of the Gas-Dynamic Cooling System for Gas Turbine Over-Expansion Circuit. In: Ivanov, V., Pavlenko, I., Liaposhchenko, O., Machado, J., Edl, M. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. DSMIE 2022*. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp 249–258. Springer, Cham (2022). https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1_24.

Відомості про автора

Іван Калініченко, к.т.н., доцент кафедри теплотехніки, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-6765-6168](https://orcid.org/0000-0001-6765-6168).



МУЛЬТИФРАКТАЛЬНИЙ АНАЛІЗ І ФУНКЦІОНАЛЬНІ ВЛАСТИВОСТІ АКУМУЛЯТОРНИХ ЕЛЕКТРОДІВ Fe/Fe(OH)₂ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Костиря М.В.^{1✉}, Корпач С.В.^{1✉}, Кошель М.Д.^{2✉}

¹Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Україна

²Український державний хіміко-технологічний університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

аккумулятор, вуглецеві матеріали, електрод, ємність, оксид заліза, розряд, фрактал.

Наведено результати мультифрактального аналізу геометричних форм порошків оксидів заліза, синтезованих в різних умовах. Методом потенціодинамічного циклювання досліджено електрохімічну поведінку пресованих залізних електродів. З'ясована залежність електрохімічних властивостей електродів від фрактальних властивостей електродного матеріалу.

Вступ

Лужні аккумулятори та аккумуляторні батареї є надійними джерелами живлення транспортних засобів. Як найбільш поширені, лужні нікель-залізні батареї не містять дефіцитного і шкідливого для здоров'я свинцю, більш стійкі до динамічних впливів (вібрації, трясіння) на транспортних установках, менш чутливі до перезарядів та коротких замикань, простіші в обслуговуванні та мають у великий термін служби як у циклах заряд-розряду, і за часом роботи.

Залізо-оксидні електроди Fe/Fe(OH)₂, що використовуються в лужних аккумуляторах, мають підвищений саморозряд і невисоку оборотну питому ємність, однак низька вартість, висока стійкість до отруйних домішок, екологічна безпека й здатність до рекуперації роблять їх досить привабливим об'єктом для спроб вдосконалення, що досі не припиняються

Актуальність досліджень

Активним матеріалом негативних електродів нікель-залізного аккумулятора є порошок заліза та його оксиди. Залізо-оксидні електроди Fe/Fe(OH)₂ мають ряд переваг у застосуванні для джерел струму. Їхні властивості залежать від геометричних властивостей частинок порошків. А геометрію частинок зручно кількісно вивчати методом фрактального аналізу, об'єктами якого є фотографії шліфів, фотографії емульсій та суспензій, порошків, що мають складну хаотичну форму [1].

Функціональні характеристики аккумуляторних електродів визначаються властивостями матеріалів, у тому числі з яких виготовляють електроди. Як правило, в електродних композиціях містяться, крім самих активних речовин, взаємодія між якими генерує електричну енергію, а також численні добавки. У різних типів джерел струму вони забезпечують електропровідність, пористість, форму внутрішньої поверхні, рівень змочуваності та безліч інших властивостей. Тому характеризувати якість електродів та оптимізувати технологію виготовлення доводиться окремо для кожного типу електродів, причому з дуже обмеженою кількістю конкретних теоретичних рекомендацій та, по суті, адаптивними методами випадкового пошуку.

Викладення основного матеріалу

Функціональні властивості електродів Fe/Fe(OH)₂, залежать від поверхні порошків.

У [2] була представлена техніка мультифрактального аналізу на прикладі одного порошку оксиду заліза. У повідомленні [3] наведені результати мультифрактального аналізу порошків оксиду заліза, виготовлених за різними технологіями. Встановлено, що методи фрактального аналізу достатньо достовірно статистично виявляють загальні ознаки частинок різних порошків, що мають різну технологічну історію і внаслідок цього – різну кристалографічну структуру і геометричну форму, але однаковий або близький хімічний склад, матеріалу.

Мета даній роботи – дослідження електрохімічних властивостей пресованого залізного електроду лужного акумулятора, а також встановлення зв'язку між його фрактальними і функціональними властивостями.

Одержано залізнi порошки за трьома технологіями.

Синтез 1. Процес синтезу порошку гідроксиду заліза проводили з концентрованих розчинів FeSO_4 і NaOH швидким змішуванням при 16°C .

Синтез 2. Процес проводили з розбавлених розчинів FeSO_4 і NaOH .

Синтез 3. Оксид заліза синтезували змішуванням розчинів $\text{FeSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ і NaOH з молярним співвідношенням FeSO_4 до NaOH 1:2 і з

добавкою в розчин 3% мас. вуглецевих нанотрубок. Утворений порошок $\text{Fe}(\text{OH})_2$ після сушки при 120°C був відновлений в кварцовій трубці в струмені осушеного водню при 580°C протягом 90 хвилин.

Оптичним мікроскопом МБІ-11 з оптичним збільшенням $\times 400$ робили фотографії кількох ділянок розміром 214×214 мкм і відбирали найбільш характерні з них, які не мали дефектів.

На рис. 1 зображено диференційні функції розподілу часток за розмірами, де A (Average Size) – еквівалентний розмір часток (діаметр кола, що дорівнює проекційній площі частки), S_A – середнє арифметичне для N частинок, σ_A – середньоквадратичне відхилення.

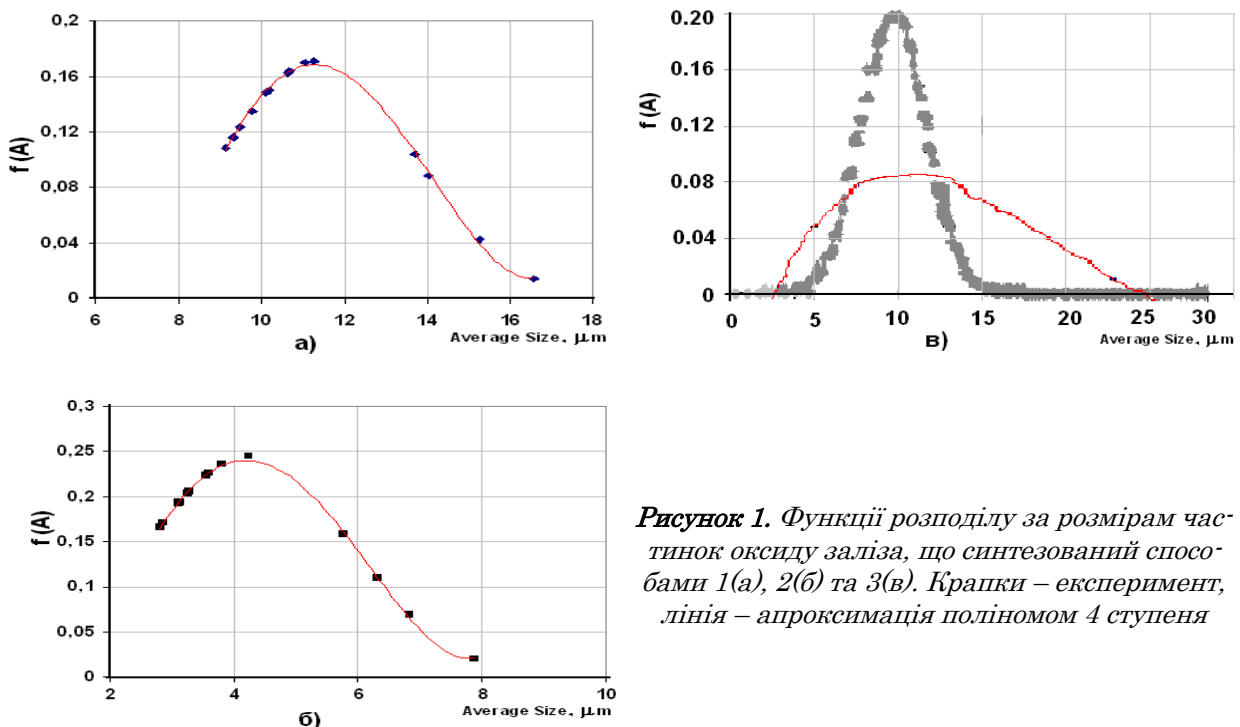


Рисунок 1. Функції розподілу за розмірам частинок оксиду заліза, що синтезований способами 1(а), 2(б) та 3(в). Крапки – експеримент, лінія – апроксимація поліномом 4 ступеня

Як видно з наведених даних, що такий хід залежностей є індивідуальною характеристикою частинок порошоків оксидів заліза, які синтезовані в різних умовах і відрізняються між собою такими фізичними властивостями як дисперсність, кристалічна структура, морфологія поверхні. Очевидно, що, як наслідок, буде відрізнятися електрохімічна активність електродів.

Досліджено вплив на властивості безламельних залізних електродів складу активної маси та способу їх виготовлення.

Електрохімічні властивості пресованих залізних електродів в процесах заряду/розряду вивчали методами потенціодинамічного

циклювання.

Першу групу дослідів з метою з'ясування характеристик основних процесів виконували на електродах із чистого полірованого заліза (рис. 2).

Друга група дослідів була виконана на пористих електродах. Були синтезовані електродні матеріали залізних електродів, що містять в активній масі добавки різних вуглецевих матеріалів (графіт, сажа, вуглецеві нанотрубки і нановолокна). Як приклад, на рис. 3 зображено ПДК залізного електроду, що синтезований з вуглецевими нанотрубками.

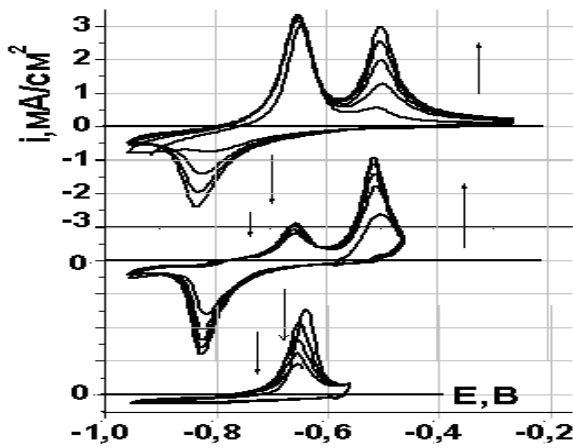


Рисунок 2. Потенціодинамічні криві електроду з полірованого заліза в 4М КОН.

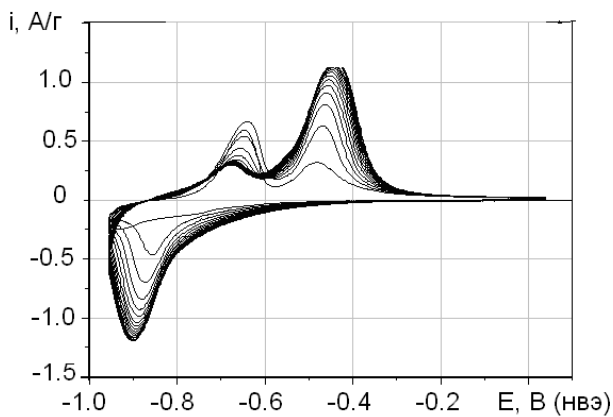


Рисунок 3. Потенціодинамічні криві електроду, виготовленого із суміші оксидів заліза з вуглецевими нанотрубками (12 %мас).

Експериментально доведено, що попередня обробка залізних порошків у водневому середовищі дозволяє отримати значне збільшення розрядної ємності електродів в процесі циклювання. Встановлено, що у відновленій формі залізний порошок має високу електропровідність, тому немає необхідності включення в активну масу електропровідних матеріалів. Аналогічний ефект мав місце, якщо вуглецеві добавки включалися в електродну масу після операції відновлення.

Висновки

Отже, методом фрактального аналізу геометричних форм частинок порошків оксидів заліза виявлено, що порошки, які синтезовані в різних умовах, значно відрізняються між собою фізичними властивостями і цю різницю можна визначити.

Істотний вплив на властивості безламельних електродів надає також їх склад і спосіб виготовлення.

Це вимагає вирішення складного завдання вибору відповідних критеріїв та досить надійної методики оцінки характеристик досліджуваних матеріалів.

Література

[1] Мандельброт Б. Фракталы и хаос: пер. с англ. М.-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2009. 392 с.

[2] Кошель Н.Д., Костиря М.В., Корпач С.В. Мультифрактальный анализ порошков оксидов железа. *Вопросы химии и химической технологии*. 2018. Т. 1. С. 22–30.

[3] Костиря М.В., Корпач С.В., Кошель М.Д. Порівняння геометричних властивостей порошків оксидів заліза методами мультифрактального аналізу // *Електрохімія сьогодення: здобутки, проблеми та перспективи: збірник матеріалів колективної монографії ІХ Українського з'їзду з електрохімії*. Київ, 2021. С. 116–117.

Відомості про авторів

Марина Костиря, к.т.н., с.н.с., провідний науковий співробітник, Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-6076-4481](https://orcid.org/0000-0001-6076-4481).



Світлана Корпач, провідний інженер, Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-4945-9632](https://orcid.org/0000-0003-4945-9632).



Микола Кошель, д.х.н., професор кафедри технічної електрохімії, Український державний хіміко-технологічний університет, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-6979-7546](https://orcid.org/0000-0001-6979-7546).



РЕЗЕРВИ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНОСТІ СУДНОВИХ КОТЛІВ ЗА РАХУНОК ЗАСТОСУВАННЯ ЗАСОБІВ АВТОМАТИЗАЦІЇ

Бабій М.В. [✉], Настасенко В.О, Проценко В.О.

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

енергоекологічна оптимізація спалювання палива

З кожним роком проблемі енергетичної ефективності суднових енергетичних установок приділяється все більша увага. Серед втрат тепла в паровому котлі, найбільшими є втрати з вихідними газами, які головним чином визначають його економічність. Вирішення проблеми зменшення цих втрат є актуальною задачею, яка становить головну мету виконуваної роботи. Її наукову новизну складає обґрунтування удосконалення системи автоматичного управління агрегатованого топкового пристрою з метою зменшення втрат тепла з вихідними газами. В роботі запропоновано удосконалення алгоритму дій блоку управління топкового пристрою з метою забезпечення виконання умови залежності об'єму повітря, що нагнітається в топковий простір під час вентиляції, від концентрації розчинених в ньому вибухонебезпечних газів.

Вступ

З кожним роком проблемі енергетичної ефективності та екологічності суднових енергетичних установок приділяється все більша уваги. Це викликано, поперше, тим, що морський транспорт є одним з найбільших енергоспоживачів, подруге, високою вартістю енергетичних ресурсів, потрете, шкідливим впливом продуктів згоряння на навколишнє середовище.

Актуальність досліджень

Згідно з Резолюцією МЕРС.213(63), морські судна повинні мати план управління енергетичною ефективністю. Серед значного переліку вимог, щодо підвищення енергетичної ефективності судна варто звернути увагу на наступні [1]:

- оптимізація роботи суднової енергетичної установки, шляхом зменшення механічних втрат і втрат теплоти;
- обслуговування пристроїв суднової енергетичної установки шляхом використання прогресивних систем діагностики, що може бути необхідним засобом для контролю високої ефективності суднової енергетичної установки;
- корисне використання різних видів теплової енергії шляхом застосування сучасних систем утилізації;

- використання альтернативних видів палива.

Серед реалізованих способів підвищення енергоефективності парових котлів на сьогоднішній день відомими є:

- висока ступінь екранування топкового простору, що сприяє максимальній передачі тепла випромінюванням радіаційним поверхням нагрівання;
- використання паротвірних поверхонь нагрівання (труб) спеціальних конструкцій (рис. 1), завдяки яким інтенсифікується процес передачі тепла в процесі омивання їх димовими газами;

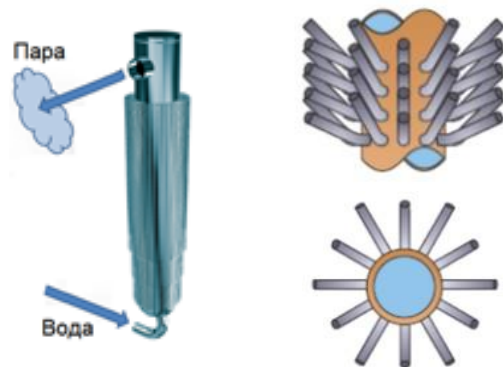


Рисунок 1. Паротвірні поверхні нагрівання спеціальних конструкцій

- комбінування топкової (автономної) частини котла з утилізаційною (комбіновані котли);
- комбінування елементів вогнетрубної та водотрубної частин котла – вогнетрубно-водотрубні котли;
- висока ступінь автоматизації топкового пристрою котла, з можливістю налаштування оптимального співвідношення паливо-повітряної суміші для забезпечення процесу повного згоряння палива;
- забезпечення чистоти внутрішніх та зовнішніх поверхонь нагрівання, з метою утримання максимального коефіцієнту теплопередачі k ;
- попередній підігрів теплоносія/повітря перед подачею в котел/топку котла, за рахунок утилізації тепла від інших теплових двигунів;
- теплоізоляція корпусу котла.

Серед втрат тепла в паровому котлі, найбільшими є втрати з вихідними газами Q_2 , що можуть, залежно від впливу різних факторів, сягати до 25 % [2]. Тому вони головним чином визначають економічність котла. Вирішення проблеми зменшення цих втрат є актуальною задачею, яка становить головну мету виконуваної роботи. Її новизну складає обґрунтування удосконалення системи автоматичного управління агрегатованого топкового пристрою з метою зменшення втрат тепла.

Викладення основного матеріалу

Втрати тепла з вихідними із котла газами Q_2 зростають з ростом об'єму продуктів згоряння $V_{г}$, які утворюються при спалюванні палива, тобто, із зростанням коефіцієнта надлишку повітря – α , і з ростом температури вихідних газів – $t_{вих.г}$. Це, як наслідок, веде до збільшення витрати палива. Результати розрахунку витрати палива допоміжним котлом Aalborg Mission OL залежно від температури вихідних газів та коефіцієнту надлишку повітря продемонстровано на рис. 2 – 3.

З метою зниження втрат тепла значна увага приділяється досконалості ведення топкового процесу з використанням автоматичних систем управління, які оснащені регулятором складу паливоповітряної суміші (рис. 4). Дані регулятори дають можливість налаштувати оптимальний склад паливоповітряної суміші з мінімальним коефіцієнтом надлишку повітря α , залежно від навантаження котла, що створює оптимальні умови для забезпечення повного згоряння органічного палива, а відтак зменшення втрат тепла Q_3 від хімічної неповноти згоряння палива та Q_2 з вихідними із котла газами.

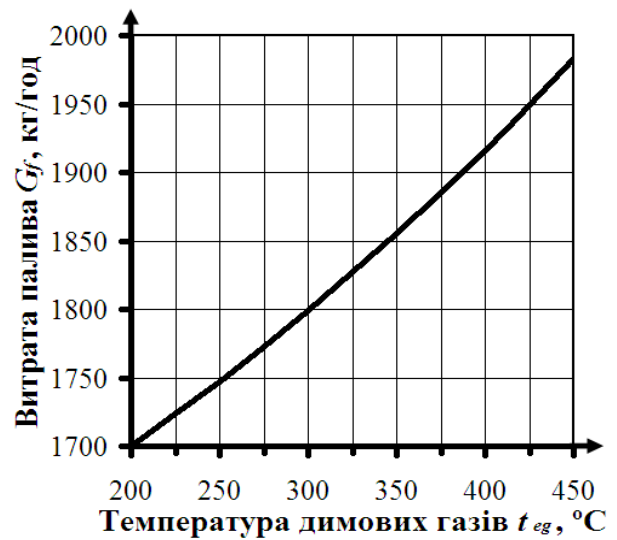


Рисунок 2. Залежність витрати палива від температури вихідних газів

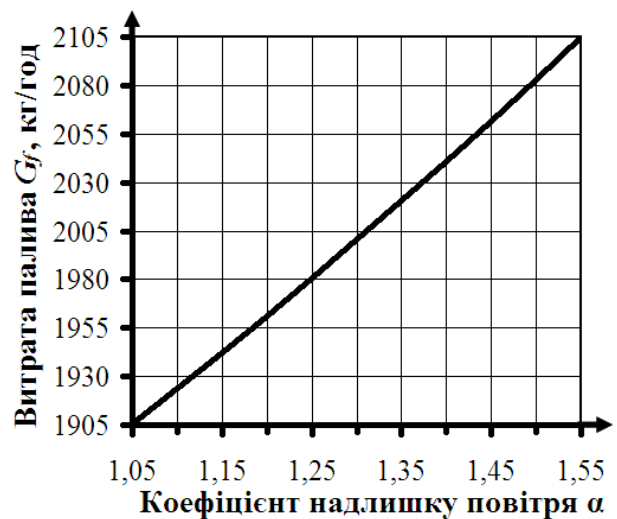


Рисунок 3. Залежність витрати палива від коефіцієнта надлишку повітря

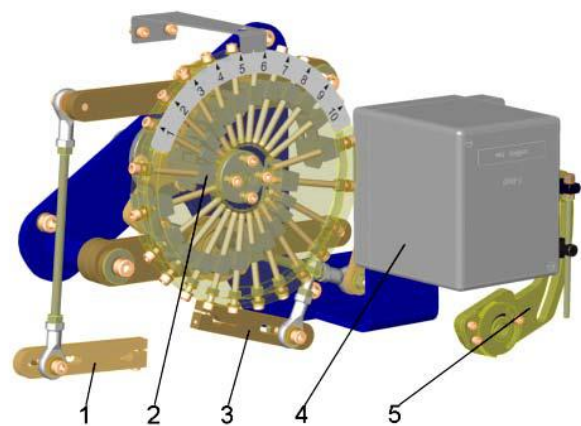


Рисунок 4. Регулятор складу паливо-повітряної суміші: 1, 3 – важелі привідні для повітряних заслінок; 2 – керуючий диск; 4 – серводвигун; 5 – важіль приводу регулятора витрати палива

Згідно Правил класифікації та побудови морських суден (Правил Регістру) [3] автоматичні топкові пристрої обладнані засобами контролю (рис. 5) за наявністю факела у форсунці (датчики полум'я), у разі відсутності якого направляють сигнал на блок управління, в результаті чого, в свою чергу, відбувається блокування електромагнітних клапанів, що знаходяться на паливній магістралі, припиняючи, таким чином, подачу палива на паливні форсунки.

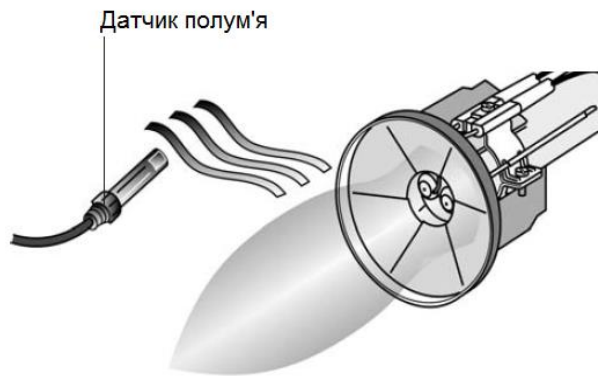


Рисунок 5. Контроль стану факелу датчиком полум'я

Згідно вимог Правил Регістру [3] розблокування електромагнітних клапанів, та відповідно, подавання палива на форсунку стане можливою тільки після забезпечення виконання ряду обов'язкових умов, однією із яких є вентиляція топкового простору. Дана операція є вкрай важливою та необхідною, оскільки забезпечує видалення парів палива з топкового простору, надмірна концентрація яких може привести до виникнення аварійної ситуації, внаслідок їх детонації, при розведенні вогню.

Під час виконання вентиляції топкового простору відбувається втрата корисного тепла, утвореного під час згоряння органічного палива, з вихідними газами Q_2 .

Також варто зазначити, що під час ведення топкового процесу доволі часто відбуваються неконтрольовані збої в системі автоматичного управління топкового пристрою, внаслідок чого відбувається блокування подачі палива до форсунок і, згідно запрограмованого алгоритму дій, обов'язкова подальша вентиляція топкового простору з відповідними додатковими марними втратами тепла. Однією із причин таких блокувань є хибні сигнали на блок управління від датчиків полум'я, яким притаманні наступні недоліки: низька селективність, чутливість до сторонніх засвічень [4]. Також неправдиві сигнали датчиків полум'я пов'язані із забрудненням їх фоточутливих елементів (лінз), наприклад, внаслідок шару відкладень сажі.

З метою зменшення втрат тепла з вихідними

газами Q_2 , в даній роботі, пропонується удосконалення алгоритму дій блоку управління топкового пристрою шляхом забезпечення виконання умови залежності об'єму повітря, що нагнітається в топковий простір під час вентиляції, від концентрації розчинених в ньому вибухонебезпечних газів. Для практичної реалізації даного рішення запропоновано застосування системи автоматичного контролю якості процесу горіння з передачею сигналу на блок управління топкового пристрою (рис. 6).

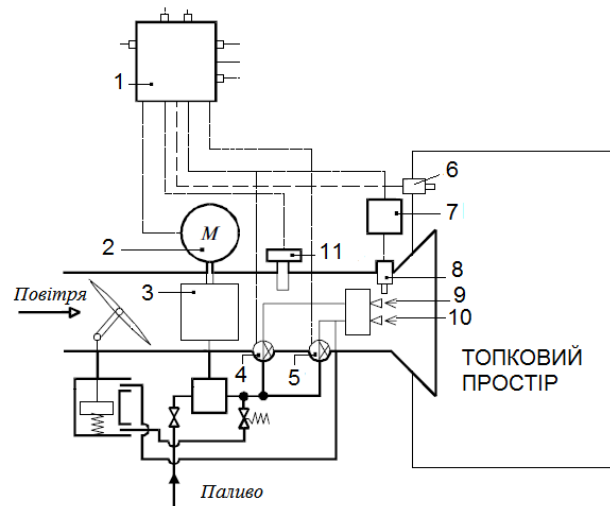


Рисунок 6. Принципова кінематична схема топкового пристрою: 1 – блок управління; 2 – електродвигун; 3 – вентилятор; 4, 5 – клапани електромагнітні; 6 – зонд газоаналізатора; 7 – трансформатор; 8 – електрод; 9, 10 – форсунки паливні; 11 – датчик полум'я

Таким чином, необхідність вентиляції топки, або тривалість вентиляції перед запалюванням паливоповітряної суміші, має тривати залежно від величини концентрації вибухонебезпечних газів в топковому просторі. У такому разі, під час хибних зупинок топкового пристрою, можна досягти мінімізації втрат тепла з вихідними газами Q_2 , оскільки доцільність виконання вентиляції та її тривалість відбуватиметься за результатом сигналу, отриманим зондом 6 системи автоматичного контролю якості процесу горіння та переданим, відповідно, на блок управління 1, який, в свою чергу регулюватиме часові періоди між нагнітанням повітря вентилятором 3, відкриттям електромагнітних клапанів 4, 5 та подачею напруги на трансформатор 7 електроду 8 для запалювання паливоповітряної суміші, що подається форсункою 9.

Виконання аналізу концентрації розчинених в топковому просторі вибухонебезпечних газів можливе за рахунок використання систем газового аналізу (рис. 7).



Рисунок 7. Портативна система контролю якості процесу горіння [5]

Дані системи забезпечені також функцією газового аналізу продуктів згоряння палива, що дає можливість, залежно від результатів аналізу, коригувати налаштування регулятора складу паливоповітряної суміші топкового пристрою, що забезпечуватиме зменшення викидів шкідливих речовин в атмосферу, а саме, під час утворення продуктів неповного згоряння (H_2 , CH_4 , CO та ін.), концентрація яких залежить від досконалості процесу спалювання палива.

Висновки

1. Узагальнено аналіз даних реалізованих способів підвищення енергоефективності суднових парових котлів з метою визначення перспектив їх подальшого удосконалення.

2. З метою зменшення втрат тепла із вихідними газами запропоновано удосконалення алгоритму дій блоку управління топкового пристрою шляхом забезпечення виконання умови залежності об'єму повітря, що нагнітається в топковий простір під час вентиляції, від концентрації розчинених в ньому вибухонебезпечних газів.

3. Для ефективної реалізації даного удосконалення необхідний аналіз систем автоматичного контролю якості процесу горіння з метою пошуку оптимальної, для даних умов роботи, а також розробка відповідного програмного забезпечення, яке буде відповідати функціональним вимогам.

Література

[1] Голиков В. А., Обертюр К. Л., Кирис В. А. Модель расчета конструктивной энергоэффективности морского судна на примере контейнеровоза. Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 29. – Одесса: ОНМА, 2012. С. 23-34.

[2] Бабій М.В. Суднові котельні установки. Навчальний посібник / М.В. Бабій, В.О.

Проценко, В.О. Настасенко. – Херсон : ТОВ "Науковий парк Херсонської державної морської академії "Інновації морської індустрії", 2021. – 250 с., іл, табл.

[3] Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3. Регістр судноплавства України. Київ: Регістр судноплавства України, 2020, 632 с.

[4] Михайленко В.С., Лещенко В.В. Удосконалення управління процесом горіння палива в судових котлах/ Автоматизація судових технічних засобів: науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 27. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 73 – 83.

[5] Запорожець А.О. Система якості горіння повітряно-паливної суміші в котлоагрегатах малої та середньої потужності / В.П. Бабак, А.О. Запорожець // Методи та прилади контролю якості. – 2014. – № 2(33). – С. 106-114.

Відомості про авторів

Михайло Бабій, к.т.н., доцент кафедри експлуатації судових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-0560-2081](https://orcid.org/0000-0002-0560-2081)



Валентин Настасенко, д.т.н., професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-0330-1138](https://orcid.org/0000-0002-0330-1138)



Владислав Проценко, д.т.н., професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3468-4952](https://orcid.org/0000-0002-3468-4952)



EFFECT OF CONTACT COOLING ON THE PERFORMANCE OF GAS TURBINE COMPRESSOR

Kobalava H.O. [✉], Konovalov D.V.

Kherson Educational-Scientific Institute of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine

Abstract

Keywords

Droplet Diameter, Evaporation Chamber, Isothermal Compression, Two-Phase Flow

The paper presents a study of the thermopressor operation for air intercooling between the stages of a multistage compressor as part of a modern gas turbine (LMS100 brand from General Electric). A numerical modeling calculation method has been developed for the evaporation of fine water droplets in the air flow. The main characteristics of the two-phase flow at the thermopressor outlet have been determined. It has been found that the jet apparatus provides efficient atomization of the liquid, resulting in a more efficient isothermal compression process in a high-pressure compressor.

Introduction

There are various technologies available for enhancing the efficiency of air compression in multistage compressors. Special attention is given to cycles that involve injecting water or steam along the path of the compressor section in gas turbine engines to humidify the working fluid and reduce temperature. The paper presents a study of the thermopressor operation for air intercooling between the stages of a multistage compressor as part of a modern gas turbine (LMS100 brand from General Electric).

Relevance of research

An increase in the ambient temperature (inlet air temperature) causes an irreversible increase in specific air volume, a decrease in density, and an increase in mass air flow. This leads to an increase in compressive work in the compressor, resulting in higher power consumption. Consequently, the output turbine power decreases, leading to a drop in the overall plant efficiency. It is known that for every 1°C increase in external temperature, the output power of a gas turbine plant decreases by 0.5% [1, 2].

In 2005, General Electric introduced the first modern LMS100 gas turbine, with a nominal capacity of nearly 100 MW and utilizing air intercooling technology. One unique aspect of the LMS100 is the use of intercooling within the air compression section of the compressor. With the intercooling technology employed in the LMS100, the air pressure degree can be increased up to $\pi_c = 40$, while maintaining an efficiency is 45.5% [1].

Another way to inject water into the air flow between compressors is by using a thermopressor

(Fig. 1). This device is a type of jet apparatus and consists of the following main components [3]:

1. A confuser, which accelerates the air flow to a speed close to the speed of sound.
2. A nozzle, which injects water into the flow.
3. An evaporation chamber, where the process of thermogasdynamic compression takes place.
4. A diffuser, which equalizes the flow, reduces the velocity, and increases the pressure of the flow.

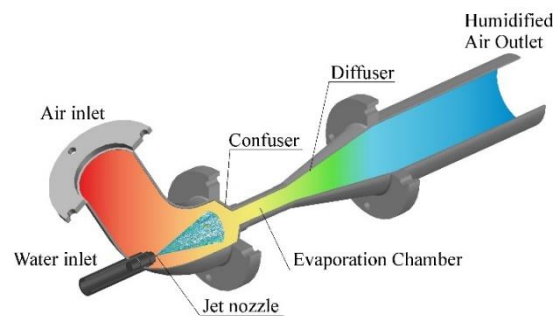


Figure 1. 3D model of the thermopressor

If optimal geometric parameters are selected, it may be possible to organize thermophysical processes in the flow path of the thermopressor in a rational way. Selecting these parameters correctly will ensure that 80-85% of the water evaporates in the thermopressor, with the remaining 15-20% evaporating in the flow path of the high-pressure compressor. In this case, the diameter of water droplets entering the compressor will not exceed 20 μm [3].

The selection of optimal geometric parameters for the thermopressor, as well as the determination of characteristics and injection modes (such as flow velocity, average, maximum, and minimum

droplet diameters, inlet air temperature, relative water flow rate, air pressure, and air flow rate), should be based on experimental studies of the working processes and numerical modeling [4].

Results

To conduct numerical modeling, the finite volume method was applied, which was implemented using the ANSYS Fluent software package. The Eulerian-Lagrangian approach was employed to simulate the interaction between injected water droplets and air flow. The behavior of the air flow was investigated using a two-parameter $k-\epsilon$ Realizable turbulence model from the RANS group of models [5, 6]. Additionally, the Discrete Phase Model was used to simulate the movement of water droplets [7].

To analyze the gas turbine cycle, well-known calculation methods were used [4]. The gas turbine cycles were calculated for degrees of pressure increase from $\pi_c = 12$ to 40. The total pressure increase resulting from thermogasdynamic compression was $\Delta P_{tp} = 2.8$ kPa (2.1%) relative to the inlet pressure. It should be noted that the cyclic air cooling in the thermopressor is $\Delta T_{tp} = 135$ K, which takes the initial temperature $T_{tp1} = 473$ K (200°C) to the outlet temperature $T_{tp2} = 340$ K (67°C).

The dispersion of water droplets at the inlet of the evaporation chamber was $\delta_d = 3-30$ μm . The distribution of sprayed water droplets in the flow section of the thermopressor has been determined. For incomplete evaporation, smaller droplets were obtained (Fig. 2) at the outlet of the diffuser part of the thermopressor.

The use of the thermopressor made it possible to reduce the air temperature between the compressor stages by $T_{tp2} = 50-70$ °C, that is, up to 60–135 °C. Such a decrease in temperature under thermogasdynamic compression conditions made it possible to increase the pressure by $\Delta P_{tp} = 12-28$ kPa, that is, up to 4–9%. Contact air cooling by using the thermopressor allowed for a reduction in compressor compression work by 2.5–3.0%.

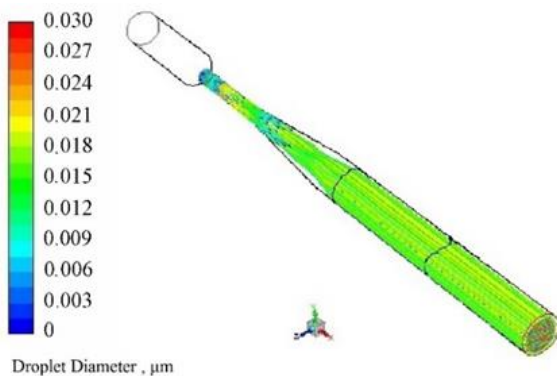


Figure 2. Dispersion distribution of sprayed water δ_d in the flow path of the thermopressor for incomplete evaporation

Thus, the use of the thermopressor for air intercooling enables the evaporation of water droplets during compression in a high-pressure compressor and, as a result, brings the process closer to isothermal. At the same time, the compression work and the power of the compressor, N_c , are reduced by up to 1-4 MW. The simulation of gas turbine plant operation demonstrated that using the thermopressor for intercooling of cyclic air can result in increased efficiency. Injected water after evaporation served as an additional working fluid, which increased the gas turbine's specific power. The decrease in compressor operation and simultaneous increase in the working fluid in the cycle increased the GTP efficiency by $\Delta \eta_e = 0.01-0.02$ (1–2%) (Fig. 3). As a result, specific fuel consumption can be decreased by $\Delta g_e = 5-10$ g/(kW·h). Moreover, gas turbine specific power increased by $\Delta N_s = 5-30$ kW/(kg/s), which is 3–10%.

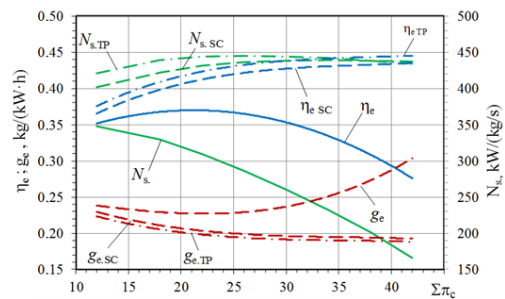


Figure 3. Dependences of specific power output (N_s), specific fuel consumption (g_e) and efficiency (η_e) on the total compression ratio ($\Sigma \pi_c$) in compressors for the simple cycle, the complex cycle with a surface air cooler (SC) and the complex cycle with a thermopressor (TP)

Conclusion

The paper analyzes the efficiency of using a thermopressor for contact cooling of compressed air in the LMS100 gas turbine circuits. The thermopressor provides effective fine atomization of water, and thus, a more efficient compression process in the high-pressure compressor.

It has been determined that the thermopressor allows for an increase in air pressure between compressor stages by 4–9%, resulting in a decrease in compression work in the compressor stages: an increase in the amount of working fluid in the cycle by $g_w = 2-4\%$, and consequently, an increase in the specific power of the gas turbine by 3–10%.

References

[1] Bergman, T.L. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7th Edition. John Wiley & Sons, New Jersey, 2011.

[2] Reale, M.J. New High Efficiency Simple Cycle Gas Turbine – GE’s LMS100. *GE Energy*, 2004. 15 p.

[3] Yu, Z., Løvås, T., Kononov, D., Trushliakov, E., Radchenko, M., Kobalava, H., Radchenko, R., Radchenko, A. Investigation of Thermopressor with Incomplete Evaporation for Gas Turbine Intercooling Systems. *Energies*. 2023. 16(1):20. <https://doi.org/10.3390/en16010020>

[4] Yang, Z., Kononov, D., Radchenko, M., Radchenko, R., Kobalava, H., Radchenko, A., Kornienko, V. Analysis of efficiency of thermopressor application for internal combustion engine. *Energies*. 2022. 15(6), 2250. <https://doi.org/10.3390/en15062250>

[5] Jafarmadar, S., & Jahangirami, A. Numerical Simulation of Flash Boiling Effect in a 3-Dimensional Chamber Using Computational Fluid Dynamic Techniques. *International Journal of Engineering*. 2016. Vol. 29(5), pp. 87-95. <https://doi.org/10.5829/idosi.ije.2016.29.01a.12>

[6] Shi X., Jiang, G., Gao, J. Heat transfer comparison investigation of mist/steam two-phase flow and steam in a square smooth channel. *Proc. IMechE, Part A: J Power and Energy*. 2019. 233(7), pp. 877–889. <https://doi.org/10.1177/0957650919839593>

[7] ANSYS Fluent Tutorial Theory Guide Release 17.0.: ANSYS, Inc. Canonsburg (2016)

Information about the authors

Halina Kobalava, PhD in Engineering, Associate Professor of the Heat Engineering Department, Kherson Educational-Scientific Institute of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0002-0634-5814](https://orcid.org/0000-0002-0634-5814).



Dmytro Kononov, Doctor of Engineering Sciences, Head of the Heat Engineering Department, Kherson Educational-Scientific Institute of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0001-7127-0487](https://orcid.org/0000-0001-7127-0487).



СУЧАСНІ МЕТОДИ І ТЕХНОЛОГІЇ УПРАВЛІННЯ ВИКОРИСТАННЯМ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ У СУДНОПЛАВСТВІ

Калініченко Є.В. [✉], Мущенко П.В.

Одеський національний морський університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

аналіз, оптимальний дизайн, стратегія управління споживанням енергії, суднова енергосистема, управління енергоспоживанням судна

Міжнародна морська організація запропонувала низку обов'язкових правил з енергоефективності, щоб спрямувати судноплавну галузь до низьковуглецевого розвитку та захисту довкілля. Застосування нових енергетичних технологій та технологій управління енергоефективністю на судах стало ефективним засобом виконання вимог міжнародних конвенцій, досягнення цілей енергозбереження та скорочення викидів. Крім того, оцінка впливу та застосування стратегії управління використанням енергії для декарбонізації та скорочення викидів, яким приділяється багато уваги в останні роки, ще не повністю вивчені. Ця робота пропонує деякі життєздатні майбутні дослідницькі роботи для забезпечення теоретичної бази розвитку системи управління використанням енергії судном з точки зору вдосконалення, оптимізації та верифікації.

Вступ

Транспортна галузь є основою національної економіки світу і України. Так, на морські перевезення припадає понад 80% світової торгівлі [1], що є важливою підтримкою для глобальних ланцюгів поставок [2]. В даний час дизельні двигуни все ще залишаються основними силовими установками на судах, що спричиняє серйозне забруднення навколишнього середовища та викиди парникових газів. За прогнозами, до 2050 року викиди CO₂ від судноплавної галузі становитимуть від 12 % до 18 % глобальних антропогенних викидів CO₂ [3].

Міжнародна морська організація запропонувала низку обов'язкових правил з енергоефективності, щоб спрямувати судноплавну галузь до низьковуглецевого розвитку та захисту довкілля. Це такі правила, як: План управління енергоефективністю суден (SEEMP), Індекс енергоефективності проектування (EEDI), Індекс енергоефективності існуючих суден (EEXI), Індекс вуглецевої інтенсивності (CII) тощо [4, 5]. Ці правила покликані підвищити енергоефективність суден від етапу проектування до етапу експлуатації [6], тим самим зменшуючи викиди. Крім того, циклічно високі ціни на паливо та депресивні ринки судноплавства спонукають судна шукати рішення серед нових технологій

зменшення викидів, морських альтернативних видів палива та електрифікації рушіїв [7].

Актуальність досліджень

Багато вчених зосереджують свої дослідження на гібридних або електричних судах з декількома джерелами енергії та гібридними накопичувачами енергії [8]. Однак різноманітність судових силових установок і нелінійність силових агрегатів ускладнюють розподіл і контроль кожного джерела і накопичувача енергії, необхідно застосовувати стратегії ефективного контролю і управління використанням енергії [9], які мають важливе значення для досягнення стабільної, надійної та ефективної роботи судна. Оптимальний розподіл і координація декількох джерел енергії на судні за допомогою раціональних структур і стратегій управління дозволяє досягти більшої енергоефективності та захисту навколишнього середовища, ніж на судах з традиційною силовою установкою [10]. Це має значний вплив на загальну динаміку та економічність судна [11].

З цієї причини багато вчених провели глибокі дослідження в галузі управління використанням енергії судном. На етапі проектування судна вибір структури судової рушійної установки та

розміру пристрою мають важливе значення для енергоефективності. Автори статті [12] провели дослідження дизайну і розмірів гібридних енергетичних систем для суден, зазначивши, що чисельна оптимізація може бути ефективним інструментом для оцінки доцільності гібридних енергетичних систем. Провели дослідження щодо вибору та управління гібридними судновими енергетичними системами з використанням багатоцільової оптимізації. Використали генетичний алгоритм для проектування оптимальної компоновки дизель-електричної силової установки та пошуку оптимальної стратегії розподілу навантаження в непроектованих умовах експлуатації. Дослідили зв'язок гібридних систем зберігання енергії (HESS) та EMS, розроблених для задоволення вимог до навантаження при одночасному зниженні вартості пристроїв зберігання енергії.

Застосування нових енергетичних технологій та технологій управління енергоефективністю на судах стало ефективним засобом виконання вимог міжнародних конвенцій, досягнення цілей енергозбереження та скорочення викидів.

Викладення основного матеріалу

Завдяки застосуванню систем зберігання енергії і силової електроніки, контроль і управління судновою електричною системою стали пріоритетним напрямком досліджень для енергозбереження та забезпечення безпеки судна. Автори провели дослідження потужних пульсацій, падінь напруги та нестабільності в енергосистемах, досягнувши регулювання напруги на шинах постійного та змінного струму за різних умов. Автори проаналізували структуру, методи управління та координації судових мереж перемінного і постійного струму, а також конкретні питання оптимізації паливної ефективності та зміни конфігурації системи. Детально розглянули структуру управління, стабільність і схему захисту суднової електромережі. Автори проводять дослідження контролерів систем оптимальної диспетчеризації в судових енергомережах.

Найважливішим аспектом контролера є стратегія управління. Щоб полегшити скоординований розподіл різних джерел енергії, дослідники провели інтенсивні дослідження стратегій управління енергією і поступово здійснили перехід від стратегій, заснованих на правилах, до вдосконалених алгоритмів оптимізації. Дослідили метод визначення розміру гібридної системи зберігання енергії і запропонували стратегію оптимального управління в режимі реального часу з урахуванням ефективності та довговічності. Розробили алгоритм стратегій управління енергією на основі нелінійного

модельного предиктивного керування (МПК) та оптимізували їх за допомогою вдосконаленого алгоритму рою частинок. Поєднали МПК з машинним навчанням і запропонували стратегію на основі адаптивного МПК для вирішення проблеми управління гібридними енергетичними суднами в режимі реального часу. Загалом, зміст досліджень дуже великий, починаючи від широкого теоретичного аналізу і закінчуючи тематичними дослідженнями, що фокусуються на конкретних деталях. Однак аспекти вибору, оптимізації, безпеки мережі, управління в режимі реального часу та застосування ще не були повністю розглянуті. Крім того, оцінка впливу та застосування стратегії управління використанням енергії для декарбонізації та скорочення викидів, яким приділяється багато уваги в останні роки, ще не повністю вивчені. Крім того, в оглядових статтях з енергетичного менеджменту на судах ще недостатньо обговорюються тенденції та «білі плями». Тому бібліометричне дослідження в цій науковій галузі необхідне для огляду процесу розвитку, поточних досліджень за тематикою «білих плям» і майбутніх напрямків досліджень у сфері управління використанням енергії судном. Інструмент візуалізації може бути використаний, оскільки він є систематичним, прозорим, повторюваним і більш об'єктивним і надійним, ніж інші огляди літератури. Тому він застосований у нашому дослідженні. Щоб усунути існуючі недоліки, в цьому оглядовому дослідженні представлено детальний огляд енергетичного менеджменту на судах. В роботі пропонуються наступні висновки.

Висновки

У цій роботі проаналізовано тенденції в галузі управління використанням енергії судном за попередні 10 років з точки зору ключових слів, кількості публікацій та установ, а також за допомогою програмного забезпечення згруповано та проаналізовано «білі плями» досліджень.

Детально розглядаються важливі компоненти, фокус досліджень і ключові технології чотирьох «білих плям», підкреслюються їх переваги і недоліки, а також майбутні напрямки.

Окреслено проблеми суднового енергетичного менеджменту від досліджень до застосування і запропоновано рішення з точки зору доцільності, економічності та безпеки.

Ця робота пропонує деякі життєздатні майбутні дослідницькі роботи для забезпечення теоретичної бази розвитку системи управління використанням енергії судном з точки зору вдосконалення, оптимізації та верифікації.

Література

- [1] Wang, K., Yan, X., Yuan, Y., Jiang, X., Lin, X., Negenborn, R.R., 2018. Dynamic optimization of ship energy efficiency considering time-varying environmental factors. *Transp. Res. Part Transp. Environ.* 62, 685–698. <https://doi.org/10.1016/j.trd.2018.04.005>.
- [2] Kawasaki, T., Lau, Y., 2020. Exploring potential cruisers behavior based on a preference model: the Japanese cruise market. *Marit. Bus. Rev.* 5, 391–407. <https://doi.org/10.1108/MABR-03-2020-0011>.
- [3] Bows-Larkin, A., Anderson, K., Mander, S., Traut, M., Walsh, C., 2015. COMMENTARY: shipping charts a high carbon course. *Nat. Clim. Change* 5, 293–295. <https://doi.org/10.1038/nclimate2532>.
- [4] He, Y., Yan, X., Fan, A., Wang, Z., 2021b. Development status and prospect of ship intelligent energy efficiency management technology. *J. Harbin Eng. Univ.* 42, 317–324. <https://doi.org/10.47939/et.v3i2.620>.
- [5] Jimenez, V.J., Kim, H., Munim, Z.H., 2022. A review of ship energy efficiency research and directions towards emission reduction in the maritime industry. *J. Clean. Prod.* 366, 132888. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2022.132888>.
- [6] Perčić, M., Vladimir, N., Fan, A., 2020. Life-cycle cost assessment of alternative marine fuels to reduce the carbon footprint in short-sea shipping: a case study of Croatia. *Appl. Energy* 279, 115848. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115848>.
- [7] Fan, A., Wang, J., He, Y., Perčić, M., Vladimir, N., Yang, L., 2021. Decarbonising inland ship power system: alternative solution and assessment method. *Energy* 226, 120266. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120266>.
- [8] Geertsma, R.D., Negenborn, R.R., Visser, K., Hopman, J.J., 2017. Design and control of hybrid power and propulsion systems for smart ships: a review of developments. *Appl. Energy* 194, 30–54. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.02.060>.
- [9] Tang, D., Yan, X., Yuan, Y., 2017. Power management technology in ship's integrated power system. *Navig. China* 40, 56–60. <https://doi.org/10.3969/j.issn.1000-4653.2017.04.012>.
- [10] Xia, Q., Wang, K., Han, Z., Tian, W., 2017. The application and prospect analysis of energy management system in hybrid dynamic ship. *Chin. Sci.* 12, 2637–2640. <https://doi.org/10.3969/j.issn.2095-2783.2017.22.023>.
- [11] Lan, X., Shen, A., Gao, D., Sun, Y., 2016. Optimal control of hybrid ship energy management system. *Chin. J. Power Sources* 40, 1859–1862. <https://doi.org/10.3969/j.issn.1002-087X.2016.09.038>.
- [12] Jaurola, M., Hedin, A., Tikkanen, S., Huhtala, K., 2019. Optimising design and power management in energy-efficient marine vessel power systems: a literature review. *J. Mar. Eng. Technol.* 18, 92–101. <https://doi.org/10.1080/20464177.2018.1505584>.

Відомості про авторів

Євгеній Калініченко, к.т.н., доцент, завідувач кафедри навігації і керування судном, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-2898-7313](https://orcid.org/0000-0003-2898-7313)



Павло Муценко, асистент кафедри навігації і керування судном, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0009-0004-0073-8117](https://orcid.org/0009-0004-0073-8117)



ДВОСТУПЕНЕВА АБСОРБЦІЙНО-АДСОРБЦІЙНА ХОЛОДИЛЬНА МАШИНА ДЛЯ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

Остапенко О.В. [✉], Грич А.В.

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

тригенерація, абсорбційна холодильна машина, адсорбційна холодильна машина, утилізація теплоти.

Виконано аналіз типової системи трансформації скидної теплоти газових двигунів в холод. Встановлено наявність значних втрат теплоти. Запропонована ступінчаста абсорбційно-адсорбційна система, застосування якої забезпечує скорочення втрат теплоти і приріст холодопродуктивності.

Вступ

Газові двигуни, що працюють на природному газі і альтернативних газоподібних паливах (біогаз і т.п.), знаходять все більш широке застосування в установках автономного енергозабезпечення. Провідні двигунобудівні фірми випускають когенераційні модулі - зі штатними теплообмінниками для отримання гарячої води або водяної пари за рахунок використання теплоти випускних газів, надувного повітря або газоповітряної суміші (ГПС), що охолоджує сорочку двигуна води і мастила. Хоча когенераційні модулі легко інтегруються в системи тепло- і холодопостачання конкретних об'єктів, однак аналіз енергетичної ефективності таких тригенераційних систем показує наявність втрат теплоти і обумовлену ними недовиробіток холоду.

Актуальність досліджень

З умови підтримки теплового стану двигуна, що забезпечує його надійну експлуатацію, температура зворотного (охолодженого) теплоносія, який повертається в когенераційну систему ГД від АБХМ, обмежується її специфікаційним значенням $t_{зв} = 70$ °С. При його перевищенні надлишок теплоти скидається в атмосферу, а при меншій температурі зворотного теплоносія $t_{зв}$ до нього поміщується частина гарячого теплоносія, який виходить з когенераційного модуля і повертається в нього, минаючи АБХМ.

Викладення основного матеріалу

Рішення завдання підвищення ефективності трансформації теплоти ГД в холод розглядалося на прикладі тригенераційної установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" - "Pepsico Ukraine" (м. Миколаїв, Україна). Проектування і монтаж

установки виконані ПНВП "СІНАПС" "GE Energy" (м. Київ) та ТОВ "Хладотехника" (м. Миколаїв). Тригенераційної установка включає 2 когенераційних газових двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГД 1400 кВт, теплова потужність 1500 кВт). Теплота, яка надходить від когенераційного модуля трансформуються абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною (АБХМ) AR-D500L2 Century в холод, який витрачається на технологічні потреби і для роботи центральних кондиціонерів, що забезпечують охолодження повітря в машинному відділенні, з якого він надходить на всмоктування турбокомпресора ГД.

Відповідно до існуючої схеми при температурі зворотної (охолодженої) води на виході з АБХМ, наприклад $t_{зв} = 75...80$ °С, тобто вище її специфікаційного значення $t = 70$ °С на вході в теплообмінники ГД, що забезпечує оптимальний тепловий стан ГД, частина зворотної води охолоджується в охолоджувачі зворотного теплоносія (ОТН) з відведенням надлишкової теплоти в атмосферу градирнею 2. Повертати надлишкову теплоту в АБХМ недоцільно через її знижений температурний потенціал, $t_{зв} = 75...80$ °С, в порівнянні з температурою гарячого теплоносія на вході АБХМ: $t_r = 90...95$ °С, оскільки зниження температури гарячого теплоносія на вході АБХМ викликаючи погіршення ефективності трансформації тепла в холод - зниження теплового коефіцієнта ζ .

Зниження температури теплоносія в АБХМ зазвичай становить не більше $\Delta t = 15$ °С, а реально навіть дещо менше, що не дозволяє охолоджувати теплоносій до температури на вході в ГД $t = 70$ °С, що забезпечує підтримку теплового стану ГД на необхідному рівні, і викликає необхідність скидати надлишкову теплоту в атмосферу градирнею 2 аварійного скидання. Через відповідних втрат теплоти теплові коефіцієнти

системи утилізації теплоти ГД виявляються значно нижче теплових коефіцієнтів власне АБХМ, що зумовлює істотне зниження холодопродуктивності.

Для скорочення існуючих втрат тепла, можна встановити додатково адсорбційну холодильну машину (АДХМ) відразу після існуючої АБХМ. Робочий режим АДХМ такий, що вона здатна використовувати теплоносій невисокого потенціалу з температурою 70...80 °С який в наслідки-віє охолоджується в ній до 10 °С. В запропонованій схемі тригенераційної установки в АДХМ використовується теплоносій після абсорбційної машини з температурою 75 °С, охолоджуючись в ній до 67 °С. Подаючи на АДХМ частину, а саме 68,9% (85,3 м³/год) від повної (123,8 м³/год) витрати теплоносія, отримуємо 2 потоки зворотного теплоносія з температурами 75 °С після АБХМ і 67 °С після АДХМ. При змішуванні яких знову в один потік з температурою 70 °С. Вона відповідає специфікаційному значенню температури зворотного теплоносія, що подається на охолодження вузлів двигуна.

Висновки

За рахунок утилізації надлишкової теплоти, раніше скидається в атмосферу, можна збільшити холодопродуктивність тригенераційної установки на величину 400-450 кВт, доводячи холодильну потужність установки майже до номінальної величини у 2000 кВт.

Також за рахунок використання ступеневої трансформації підвищується ефективність (тепловий коефіцієнт) системи утилізації з $\zeta = 0,5$, для базового варіанту, до $\zeta = 0,7$ для варіанту з ступеневою абсорбційно-адсорбційною холодильною машиною.

Література

- [1] Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / T. Elsenbruch. – București, October 28, 2010. – 73 p.
- [2] Adsorption Heat Pump - Building Equipment's // Mitsubishi Plastics, Inc. – 4 p.
- [3] GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype/ G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.
- [4] Колективна монографія: "Інноваційні технології комбінованого виробництва енергії для переробних підприємств", розділ 14 "Трансформація теплоти когенераційних газопоршневих модулів установки автономного електро-теплого холодозабезпечення технологічного

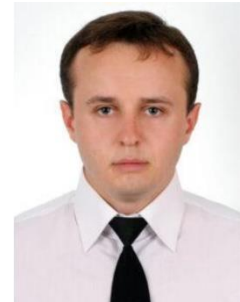
виробництва" / А.М Радченко, Р.М. Радченко, О.В. Остапенко/ ПОВНОЦІННЕ ХАРЧУВАННЯ: інноваційні аспекти технологій, енергоефективного виробництва, зберігання та маркетингу: колективна монографія / за ред. проф. В.В. Євлаш, проф. В. О. Потапова, проф. М.І. Радченко, проф. Н. Л. Савицької. – Х. : Світ книг, 2016. – 546 с.

Відомості про авторів

Олексій Остапенко, к.т.н, доцент кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-7343-6743](https://orcid.org/0000-0001-7343-6743)



Артем Грич, к.т.н, доцент кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-2142-3665](https://orcid.org/0000-0002-2142-3665).



СТУПЕНЕВА ЕЖЕКТОРНО-АБСОРБЦІЙНА СИСТЕМА ТРАНСФОРМАЦІЇ ТЕПЛОТИ ГАЗОВОГО ДВИГУНА В ХОЛОД

Остапенко О.В. [✉], Грич А.В.

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

тригенерація, абсорбційна холодильна машина, ежекторна холодильна машина, утилізація теплоти.

Виконано аналіз типової системи трансформації скидної теплоти газових двигунів в холод. Встановлено наявність значних втрат теплоти. Запропонована ступінчаста абсорбційно-ежекторна система, застосування якої забезпечує скорочення втрат теплоти і приріст холодопродуктивності понад 15%.

Вступ

У руслі загальносвітової тенденції децентралізації енергопостачання все більший попит отримують установки автономного електро-, тепло- та холодопостачання, в яких скидна теплота привідних двигунів електрогенераторів трансформується в холод тепловикористовуючими холодильними машинами, а холод використовується на технологічні потреби і кондиціонування повітря різних об'єктів. Особливо перспективним є застосування для приводу електрогенераторів газопоршневих двигунів, що випускаються в когенераційному виконанні - зі штатними теплообмінниками, в яких скидна теплота відводиться на нагрів води (теплоносія), теплота якого в свою чергу трансформується в холод абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною.

Актуальність досліджень

Відповідно до існуючої схеми роботи при температурі теплоносія, на виході з когенераційного модуля, що дорівнює 90°C, зниження температури теплоносія в АБХМ зазвичай становить не 15 °С, а реально навіть дещо менше, що не дозволяє охолоджувати теплоносії до температури на вході в ГД $t = 70 \text{ }^\circ\text{C}$, яка б забезпечувала підтримку теплового стану ГД на необхідному рівні, і викликає необхідність скидати надлишкову теплоту в атмосферу градирнею аварійного скидання. Через відповідні втрати теплоти теплові коефіцієнти системи утилізації теплоти ГД виявляються значно нижче теплових коефіцієнтів власне АБХМ, що зумовлює істотне зниження холодопродуктивності.

Викладення основного матеріалу

Рішення завдання підвищення ефективності трансформації теплоти газового двигуна в холод розглядалося на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" - "Pepsico Ukraine" (м. Миколаїв, Україна). Установка включає два когенераційних газових двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГД 1400 кВт, тепла потужність 1500 кВт), в якому теплота випускних газів, надувої газоповітряної суміші, що охолоджує сорочку двигуна води і мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води трансформується абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною AR-D500L2 Century в холод (холодильна потужність 2000 кВт), який витрачається на технологічні потреби і для роботи центральних кондиціонерів, що забезпечують охолодження повітря в машинному відділенні (рис.1).

З метою виключення зазначених втрат тепла, було запропоновано використовувати в системі утилізації додаткову тепловикористовуючу ежекторну холодильну машину. Ежекторні ХМ відрізняються простотою конструкції, але їх ефективність роботи дуже сильно залежить від температури теплоносія на вході. Незначне падіння температури теплоносія призводить до значного падіння теплового коефіцієнта ЕХМ, в порівнянні з АБХМ. Тому ежекторний ступень запропоновано використовувати перед АБХМ щоб спрацювати в генераторі ЕХМ високопотенційне тепло теплоносія.

Згідно запропонованої схеми (рис.1) тепло теплоносія з температурою 90 °С використовується в випарній частині генератора ЕХМ. Потім зі зниженою до 85 °С температурою

теплоносій подається в АБХМ в результаті чого на виході з АБХМ отримують теплоносій з температурою $\approx 72^\circ\text{C}$. Для дотримання умови підтримки температури зворотного теплоносія на вході в газопоршневої двигун не вище 70°C ,

решта надлишкового тепла теплоносія відводиться в економайзерною частиною генератора ЕХМ для проміжного нагріву рідини перед випарною частиною генератора.

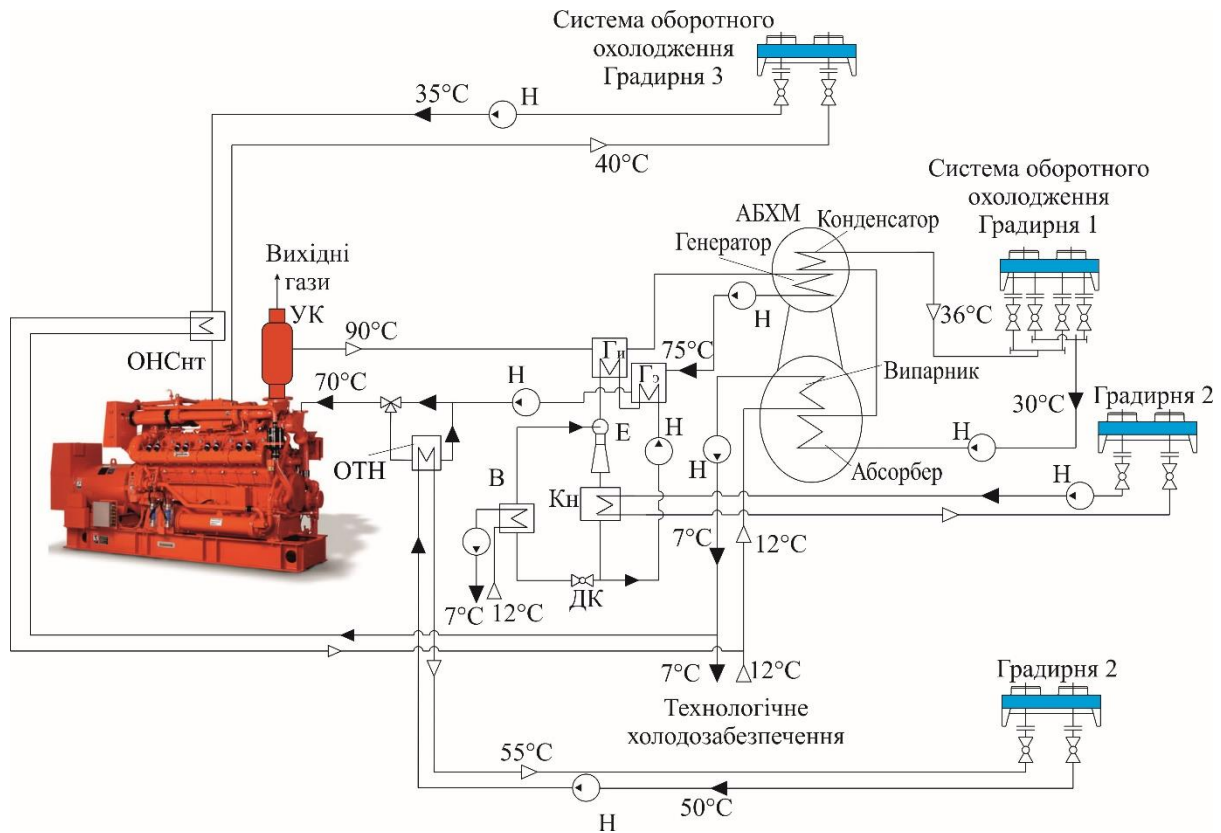


Рисунок 1. Схема запропонованої ступеневої системи трансформації скидного тепла ГПД в холод в ЕХМ і АБХМ: УК - утилізаційний котел; Ги, Ге - генераторна і економайзерна секції ЕХМ; ДК - дросельний клапан; Кн - конденсатор; В - випарник; Е - ежектор; градири 2 - аварійного скидання тепла; ОТН - охолоджувач теплоносія; ОНСнт - охолоджувач надувної суміші; Н насос

Для запропонованої схеми були розраховані загальна холодопродуктивність, а також її складових - холодопродуктивності ЕХМ і АБХМ. При цьому було встановлено що, через використання частини теплоти теплоносія в генераторній секції ЕХМ перед АБХМ, і як результат зниження його температури, спостерігається зниження кількості теплоти використаного в АБХМ запропонованої схеми і трансформованого в холод. Але за рахунок додаткового холоду, одержуваного в ЕХМ, загальна холодопродуктивність трохи зростає.

Для запропонованої схеми системи трансформації скидного тепла ГД в холод були проведені розрахунки приросту холодопродуктивності при різних теплових коефіцієнтах ЕХМ. Було встановлено що використання ЕХМ в запропонованій схемі системи трансформації скидного тепла ГД в холод доцільно при її тепловому коефіцієнті 0,15 і вище. Так як при тепловому коефіцієнті ЕХМ 0,14 НЕ буде приросту холодопродуктивності в порівнянні з базовою схемою системи.

Висновки

Шляхом трансформації надлишкової теплоти, зазвичай скидається в атмосферу, в холод в ЕХМ можна збільшити холодопродуктивність установки автономного електро-, тепло- та холодопостачання, при можливості експлуатації ЕХМ з підвищеним тепловим коефіцієнтом. При цьому при значенні теплового коефіцієнта ЕХМ $\zeta = 0,4$ можна досягти 18% приросту холодопродуктивності системи в порівнянні з базовим її значенням.

Література

[1] Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.
 [2] Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / T. Elsenbruch [статья]. – București, October 28, 2010. – 73 p.

[3] GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype / G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.

[4] Радченко А.Н., Зубарев А.А., Остапенко А.В., Грич А.В. Повышение эффективности утилизации теплоты газового двигателя ступенчатой трансформацией [Текст] / А.Н. Радченко, А.А. Зубарев, А.В. Остапенко, А.В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. – 2018. – № 6 (150). – 113 с. С. 39–43.

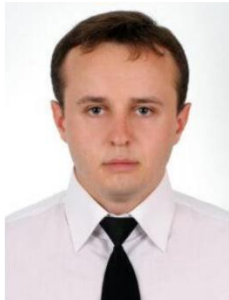
[5] Колективна монографія: "Інноваційні технології комбінованого виробництва енергії для переробних підприємств", розділ 14 "Трансформація теплоти когенераційних газопоршневих модулів установки автономного електро-теплота холодозабезпечення технологічного виробництва" / А.М. Радченко, Р.М. Радченко, О.В. Остапенко / ПОВНОЦІННЕ ХАРЧУВАННЯ: інноваційні аспекти технологій, енергоефективного виробництва, зберігання та маркетингу: колективна монографія / за ред. проф. В.В. Євлаш, проф. В.О. Потапова, проф. М.І. Радченко, проф. Н.Л. Савицької. – Х. : Світ книг, 2016. – 546 с.

Відомості про авторів

Олексій Остапенко, к.т.н, доцент кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-7343-6743](https://orcid.org/0000-0001-7343-6743)



Артем Грич, к.т.н, доцент кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-2142-3665](https://orcid.org/0000-0002-2142-3665).



ПРОБЛЕМАТИКА ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОРСЬКИХ СУДЕН З ГВИНТОМ РЕГУЛЬОВАНОГО КРОКУ У СКЛАДНИХ ПОГОДНИХ УМОВАХ

Борисенко С.М. 

Одеський національний морський університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

суднові пропульсивні установки, зменшення шкідливих викидів, оптимізація, системи вибору

При експлуатації судна у складних погодних умовах, зокрема під час суттєвого хвилювання вільної поверхні води, сильних вітрів, що сукупно призводить до постійної зміни диференту судна та глибини занурення гвинта, ККД пропульсивної установки суттєво знижується, що призводить до збільшення витрати палива та викидів у навколишнє середовище. У даній публікації описано основні проблеми та існуючі дослідження з цієї теми щодо їх вирішення задля підвищення ефективності експлуатації морських суден.

Вступ

На сучасних суднах морського флоту широкого розповсюдження набуло використання пропульсивної установки з гвинтом регульованого кроку (Controllable Pitch Propeller). Такий тип гвинта має низку переваг при роботі з постійною зміною спротиву корпусу судна, що під час маневрів використовує крани, підйомні машини (наприклад, *ripelay vessels*) та інше, а також при великій витраті води чи палива на промислових суднах; необхідності безліч разів реверсувати двигун протягом короткого проміжку часу, а також неможливість рухатись з мінімальною швидкістю.

Ефективність експлуатації судна з гвинтом керованого кроку під час стабільних навантажень, сприятливих погодних умов, а також прогнозованій поведінці гвинта при зміні кута повороту його лопатей є достатньо високою. Прогнозування ж поведінки гвинта у складних погодних умовах, під час сильного хвилювання вільної поверхні води, сильних вітрів, що змушують судно рухатись уздовж своєї вертикальної осі є надзвичайно складним завданням. Більше того, під час пікових значень подібних невластивих гвинту навантажень, ККД усієї пропульсивної установки суттєво знижується, і, як наслідок – відбувається надмірне споживання палива (відповідно, і шкідливих викидів в атмосферу), існує загроза перенавантаження двигуна, прискорення зносу його деталей (що у свою чергу, сприяє більшій витраті розхідних матеріалів, що опосередковано теж збільшує кількість шкідливих викидів) та інше.

У даній публікації, проаналізовано декілька основних напрямків розвитку проблематики

експлуатації морських суден з гвинтом регульованого кроку, і зроблено висновки щодо перспективи досліджень.

Актуальність досліджень

Питанням ефективності експлуатації пропульсивної установки з гвинтом регульованого кроку займались Кристоф Рудзькі (Krzysztof Rudzki) та В'єслав Торелко (Wieslaw Torelko)[1]. Автори відзначають, що для суден з гвинтом регульованого кроку важливо балансувати між двома факторами: якомога більшою швидкістю судна та найменшою можливою витратою палива. Ці два фактори є по суті своїй протилежними цілями, тому оператори таких суден мають йти на певні компроміси, що дуже важко зробити без розумних автоматизованих систем. Для вирішення задачі підтримки відповідного балансу, автори запропонували комп'ютерну систему, що допомагає обрати вихідні командні сигнали для ходу судна, що обладнане дизельною пропульсивною установкою з гвинтом керованого кроку.

Прогнозуванням роботи гвинта регульованого кроку під час занурення гвинта або зміни його кута нахилу займались у своїй роботі (Myeung-Jin Eom, Kwang-Jun Paik, Yoon-Ho Jang, Ji-Yeon Ha, Dong-Woo Park).

Автори спершу провели дослідження роботи гвинта регульованого кроку під час вертикального руху судна (вгору-вниз) у спокійній воді та поведінку гвинта регульованого кроку під час зміни диференту судна (тобто зміною кута нахилу гвинта).

Вищезазначені праці внесли вагомий внесок у

дослідження роботи гвинта регульованого кроку у складних погодних умовах. Було відзначено, що на сьогоднішній день недостатньо досліджені питання автоматизації вибору вихідних величин, а саме кута повороту лопатей гвинта та швидкості обертання головного двигуна при суттєвих змінах умов роботи судна, що призводить до зменшення ефективності його експлуатації.

Викладення основного матеріалу

Кристоф Рудські (Krzysztof Rudzki) та В'єслав Торелко (Wieslaw Torelko) [1], як вже зазначалося вище, відзначають, що для суден з гвинтом регульованого кроку важливо балансувати між двома факторами: якомога більшою швидкістю судна та найменшою можливою витратою палива. Зазвичай вахтовий офіцер використовує набуті з досвіду комбінації вихідних сигналів (заданих параметрів швидкості для даних зовнішніх умов). Такі процедури не несуть за собою теоретичного підґрунтя, а є результатами більшою мірою інтуїції. Для вирішення задачі підтримки відповідного балансу, автори запропонували комп'ютерну систему, що допомагає обрати вихідні командні сигнали для ходу судна, що обладнане дизельною пропульсивною установкою з гвинтом керованого кроку. Головним компонентом цієї системи є набір взаємопов'язаних елементів для обробки вхідних даних, використовуючи комп'ютерні технології.

Автори стверджують, що існує 2 шляхи впливу на ефективність експлуатації суден з гвинтом керованого кроку: проєктувальний та операційний. На операційному рівні - за рахунок змін напрямку судна, зміни його положення за допомогою баластної системи, підтримка ефективної експлуатації судна, а на проєктному рівні - за рахунок зміни опору судна в залежності від форми корпусу, підбір кількості лопатей гвинта, та інше. Автори відзначають різні методи оцінки опору судна, зазначаючи, що кожен метод має певні недоліки, що призводять до суттєвих погрешностей у вимірюваннях. Окремо акцент робиться на недостатньо дослідженому аналітичному методі оцінки відношення швидкості та вимог до потужності до форми корпусу судна. Це пояснюється складною природою потоку навколо судна.

Також автори розглядають різні методи впливу на ефективність пропульсивної установки. Відзначається, що базовим методом є контроль швидкості обертання та кроку гвинта для отримання мінімальної витрати палива. Вхідні дані беруться з характеристики пропульсивної установки, котрі надаються виробником. Окремо автори відзначають практичний метод контролю ефективності пропульсивної установки, у якому за вхідні дані береться потужність

двигуна у даний момент часу. Такий метод був запропонований у 2002 році Горські (Gorski) та Swilewicz. Проте, не дивлячись на те, що такий метод не потребує взяття даних про корпус судна або моделювання, висока вартість обладнання та необхідність найняти спеціальну команду для його встановлення перешкоджає імплементації даного методу.

Автори звертають увагу на те, що враховуючи складність вище зазначених методів, зазвичай за основу беруть наступні твердження: обертальний момент гвинта є наближеною квадратичною функцією від швидкості обертання колінчатого валу двигуна; потужність, що потрібна для обертання гвинта є наближеною кубічною функцією від швидкості обертання валу двигуна; швидкість судна є пропорційною швидкості обертання гвинта. На основі вище зазначених тверджень, автори висувають модель системи, що здатна зробити вибір. Її суть полягає у заданні вхідних параметрів (так-званих, «decision making factors»), за умови того, що існують фактори, які ми можемо виміряти, але не можемо контролювати - неконтрольовані змінні, а також сторонні фактори, які ми не можемо ані виміряти, ані контролювати - фактори порушення режиму), щоб отримати необхідні вихідні параметри - швидкість, витрата палива та ін.

На базі цього автори пропонують комп'ютерну систему, що допомагає підібрати вхідні дані та віднайти компроміс між швидкістю судна та витратою палива. Автори зазначають, що за допомогою цієї системи можна досягти комбінації управління судном Людина - Комп'ютер у майбутньому.

Описаний метод може бути дуже корисним в експлуатації судна в різних погодних умовах, на основі моделювання ефективності його використання та реагування на зміну величин, що впливають на роботу пропульсивної установки. Проте варто відзначити, що цей метод є реактивним, і під час руху судна уздовж своєї вертикальної осі або при диференті на ніс або корму під час шторму, при використанні подібного методу, буде використовуватись оптимальна середньостатистична модель задавання змінних параметрів, але ми все ще матимемо суттєві втрати корисної роботи у пікових положеннях гвинта. Тому необхідно не просто реагування, але прогнозування поведінки гвинта у складних погодних умовах.

Прогнозуванням роботи гвинта регульованого кроку під час занурення гвинта або зміни його кута нахилу займались у своїй роботі Myeung-Jin Eom, Kwang-Jun Paik, Yoon-Ho Jang, Ji-Yeon Ha, Dong-Woo Park.[2] Автори зазначають, що існує два головних фактори кореляції між вільною поверхнею та гвинтом: перший - коли

гвинт проникає крізь вільну поверхню, а другий – повітряна вентиляція, спричинена обертанням гвинта близько до поверхні води. Зазначається, що Koushan K. вивчав поведінку гвинта під час різного хвилювання і встановив, що корисна робота гвинта знижувалася під час занурення гвинта, в залежності від сили хвилювання. Під час багаторазових випробувань, було відзначено, що осьове навантаження (thrust) та обертальний момент (torque) змінювались в залежності від фази хвилі на одній і тій самій глибині занурення. Подібні дослідження також проводились Lee S. Paik, Kozłowska A.M. та ін.

Myeong-Jin Eom, Kwang-Jun-Paik, Yoon-Ho Jang, Ji-Yeon Ha, Dong-Woo Park [2] спершу провели дослідження роботи гвинта регульованого кроку під час вертикального руху судна (вгору-вниз) у спокійній воді. Для будь-якої величини коефіцієнта поступального руху J був помічений тренд, що із зануренням гвинта, його ефективна робота збільшується по-мірі збільшення глибини доволі стрімко до певного моменту, після чого залишається сталою, як би глибоко гвинт не був занурений. Це дослідження продемонструвало той самий тренд, що і робота гвинта під час зміни фіксованої глибини його занурення (тобто коли гвинт певний час знаходиться на одній і тій же глибині). Це говорить про те, що під час занурення гвинта до цієї пікової глибини, частина ефективної роботи пропульсивної установки витрачатиметься на подолання опору, а отже збільшуватиметься витрата палива.

Також було досліджено поведінку гвинта регульованого кроку під час зміни диференту судна (тобто зміною кута нахилу гвинта). Було відображено результати для двох глибин занурення: за відношення глибини (h) до діаметра гвинта (D) 2.0 та 0.5. За $h/D=2.0$ при зміні кута диференту не було відзначено суттєвих змін в характеристиках роботи гвинта. Проте при $h/D=0.5$, тобто коли глибина занурення вдвічі менша за діаметр гвинта, та носовому диференті відзначалась доволі суттєва нестабільність роботи гвинта. Причиною цього є вентиляція поверхні води, коли гвинт знаходиться надто близько до поверхні. Це призводить до збільшення термальних навантажень на елементи двигуна.

Тобто з цих експериментів видно, що задля максимальної ефективної роботи гвинта необхідно намагатись уникати максимального навантаження під час занурення на глибину, більше ніж точка, у якій тренд стає лінійним, а також – під час роботи гвинта при диференті судна на ніс. На основі даної праці можна змоделювати поведінку гвинта, спрогнозувати його роботу при русі уздовж вертикальної осі або при зміні кута нахилу. Проте проблема регулювання

роботи пропульсивної установки з гвинтом регульованого кроку, за використання шаблонів поведінки гвинта згідно даної роботи, потребує подальших досліджень та імплементації.

Висновки

Проведений аналіз дослідження Кристофа Рудзькі (Krzysztof Rudzki) та В'єслава Торелко (Wieslaw Torelko) показує, що однією з основних проблем експлуатації морських суден з гвинтом регульованого кроку є реагування на зміни погодних умов та підбір необхідних вхідних параметрів, таких як швидкість обертання двигуна та кут повороту лопатей гвинта відповідно до компромісу щодо якомога меншої витрати палива і, водночас, якомога більшої швидкості судна. З іншого боку у роботі Myeong-Jin Eom, Kwang-Jun-Paik, Yoon-Ho Jang, Ji-Yeon Ha, Dong-Woo Park зазначається, що під час руху судна уздовж своєї вертикальної осі, а також при диференті, існують положення гвинта, у яких ефективність його роботи значно нижча.

З цього випливає, що для вирішення вище названих проблем необхідне впровадження системи автоматизації управління гвинтом керованого кроку у складних погодних умовах, що є дуже перспективним напрямком підвищення ефективності експлуатації судна за рахунок зменшення витрати палива та об'єму шкідливих викидів у навколишнє середовище.

Література

[1] K. Rudzki, W. Tarelko. A decision-making system supporting selection of commanded outputs for a ship's propulsion system with a controllable pitch propeller. *Ocean Engineering* 126 (2016) pages 254 -264

<https://dx.doi.org/10.1016/j.oceaneng.2016.09.018>

[2] Myeong-Jin Eom, Kwang-Jun-Paik, Yoon-Ho Jang, Ji-Yeon Ha, Dong-Woo Park. A method for predicting propeller performance considering ship motion in regular waves. *Ocean Engineering* 232 (2021) 109135

<https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.109135>

Відомості про авторів

Савелій Борисенко, аспірант, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна.



КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ЗАСТОСУВАННЯ МОТОРНИХ ПАЛИВ

Балака М.М. [✉], Тетерятник О.А., Санкін І.Є.

Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна

Анотація

Ключові слова:

двигун, моторне паливо, транспорт, оцінка, якість

Проведений у роботі аналіз стану використання палив для двигунів внутрішнього згорання, що встановлюються на транспорті, створює передумови до необхідності застосування альтернативних енергетичних ресурсів для виробництва моторних палив, які могли б відповідати вимогам високих експлуатаційних показників і вирішувати екологічну проблему транспортної енергетики.

Вступ

Якість паливно-мастильних матеріалів підвищує показники безвідмовності, довговічності та економічності роботи двигуна на транспорті. При цьому знижуються викиди у навколишнє середовище шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигуна та їх токсичність.

Ефективного застосування палива та оливи у двигунах внутрішнього згорання можна досягти завдяки вирішенню проблем, які виникають в процесі створення чи вдосконалення двигунів, коли одночасно розробляються технічні вимоги до якості паливно-мастильних матеріалів, або безпосередньо під час експлуатації двигунів.

Між якістю моторних палива та оливи існує взаємозв'язок. Завдяки якості оливи можуть бути усунені недоліки та дефекти, що виникають у двигуні через якість палива, і навпаки. Приміром, дизельні двигуни, що працюють на паливі з вмістом сірки більше 0,2 %, мають заправлятися оливою, що містить антиокисні присадки. Інший випадок – при переведенні середньооборотних двигунів з дизельного палива на залишкове (дешевше, однак важче за фракційним складом) відбувається підвищений знос циліндро-поршневої групи, підгоряння фасок клапанів, закоксування форсунок та утворення вуглецевих відкладень у турбокомпресорах [1]. Для уникнення вказаних недоліків, необхідно змінити хімічний склад металів деталей, конструкцію форсунок, режим роботи двигуна, а також застосовувати оливу високої якості.

Актуальність досліджень

Серед важливих практичних завдань дослідження експлуатаційних властивостей моторних палив, оливи і мастил, а також їх ефективного

застосування у техніці на сучасному етапі розвитку можна виділити наступні:

- удосконалення конструкції двигунів та їх окремих систем з метою підвищення безвідмовності, довговічності та економічності роботи;
- розробку нових видів палив та оливи з одночасним збільшенням ресурсу, в тому числі з альтернативних енергетичних джерел;
- встановлення оптимальних вимог до якості палив і оливи згідно з тенденціями розвитку транспорту, нафтопереробної та хімічної промисловості;
- розробку методів та засобів для зниження негативного впливу палива та оливи на навколишнє середовище.

Разом з тим, зважаючи на європейське спрямування України, доцільним буде розглянути та проаналізувати стан застосування моторних палив в країнах Європейського Союзу.

Викладення основного матеріалу

Особливий інтерес при виборі виду моторного палива представляє комплексна техногенно-екологічна оцінка деяких палив у порівнянні з традиційними нафтовими паливами [1–4].

Як критерій оцінювання приймаємо рейтинги по відношенню до бензину: 1 – значно гірше; 2 – набагато гірше; 3 – гірше; 4 – як у бензину; 5 – краще; 6 – набагато краще; 7 – значно краще.

Результати комплексної оцінки застосування моторних палив зведено до таблиці 1, що містить наступні показники:

- токсичні речовини (бензен, метаналь, поліароматичні сполуки та сполуки свинцю, бензапірен, оксидів азоту тощо);

Таблиця 1. Комплексна оцінка застосування моторних палив

Показник	Палива нафтові			Палива газозоподібні		Спирти прості		Паливо біодизельне	Виробництво електроенергії з:			Водень	Гібридний транспорт
	бензин	бензин реформований	паливо дизельне	газ компримований	газ скрапленій	метанол	етанол		вугілля	відновлюваних джерел	природного газу		
Токсичні сполуки	4	4	2	6	6	3	6	2	6	6/7	6	6	7
Частки сажі	4	4	1	6	6	4	5	2	2	6/7	7	5	7
Фотохімічний смог	4	5	4	6	5	5	5	4	5	6/7	5	5/6	6
Кислі гази	4	4	4	5	5	4	6	4	1	6/7	6	1	6
Глобальне потепління	4	4	5	5	5	4	4	5	2	7	6	1	6
Забруднення землі і води	4	4	4	6	6	4	3	3	3	3	6	3	6
Безпека	4	4	5	4/5	1	3	5	4	6	6	6	5	4/5
Вартість (без податків)	4	3	4	4	4	2	2	2	2/3	1	2/3	1	5
Вартість одиниці транспорту	4	4	4	3/4	3/4	3	3	4	2/3	2/3	2/3	3	3/4
Інфраструктура	4	4	4	3	3	4	4	4	1/2	1/2	1/2	1	1
Вигідність заправлення	4	4	4	3	3	4	4	4	1	1	1	3	1
Вигідність одиниці транспорту	4	4	4	3	3	4	4	4	1	1	1	3	1
Середньозважена оцінка	4,0	4,08	3,75	4,58	4,21	3,67	4,25	3,5	2,79	4,08	4,21	3,13	4,5
Рейтинг	VIII	VI-VII	IX	I	IV-V	X	III	XI	XIII	VI-VII	IV-V	XII	II

– частки сажі від теплових електростанцій, які працюють на вугіллі;

– фотохімічний смог (фотохімічне окиснення під дією ультрафіолетових променів вуглеводнів, найбільш інертний до цього метан);

– кислі гази (сумарні викиди оксидів азоту і сірки, від електростанцій, які працюють для виробництва водню шляхом електролізу води);

– глобальне потепління (ефект від нагромадження в атмосфері чадного і вуглекислого газів, метану та інших речовин);

– забруднення землі і води (визначається шкода від розливу палива, а для біопалив – забруднення води нітратами і фосфатами);

– безпека (метан швидко розкладається в атмосфері, пари скрапленого газу важчі за повітря і накопичуються біля землі, метанол є сильною отрутою);

– можлива вартість палива (без врахування податків, які можуть змінити вартість палива і держава повинна використовувати цей факт для лобювання того чи іншого виду палива);

– вартість одиниці транспорту;

– інфраструктура (нафтовий бензин і дизпаливо мають розвинену інфраструктуру);

– вигідність заправлення (оцінено складність та час заправлення у порівнянні з нафтовими бензинами і дизпаливом);

– вигідність одиниці транспорту (враховано зменшення місця для багажу та пробігу транспортної одиниці).

Висновки

Незважаючи на суперечливість деяких оцінок рейтингу, порівняння експлуатаційних властивостей моторних палив та деяких технічних показників між собою можливо застосовувати при системному підході до аналізу сучасних транспортних засобів (автомобілів різного призначення, будівельно-дорожньої техніки).

Разом з тим, критеріями оцінки ефективності застосування різних палив для двигунів внутрішнього згоряння є: рівень шкідливих речовин у відпрацьованих газах; витрати на виробництво палива й інфраструктуру використання; витрати на конвертацію двигуна і модернізацію паливної апаратури; безпека використання на транспорті та схвалення споживачем.

Література

[1] Балака М., Ходневич М., Тетерятник О. Проблеми використання паливно-мастильних матеріалів у двигунах внутрішнього згоряння. Актуальні проблеми, пріоритетні напрямки та стратегії розвитку України: матеріали I Міжнар. наук.-практ. онлайн-конф., 15 берез. 2021. Київ: AGGR University, Міжнар. асоціація трансферу технологій, 2021. С. 657–659.

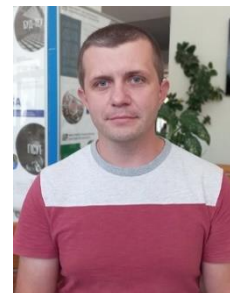
[2] Слободчиков В. В., Балака М. М. Моторні палива з альтернативних енергетичних ресурсів. *Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту 2015*: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 21–22 трав. 2015. Дніпропетровськ: НГУ, 2015. С. 250–254.

[3] Балака М. Н., Слободчиков В. В., Аржаев Г. А. Выброс вредных веществ с отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания. *Транспортные и транспортно-технологические системы*: материалы Междунар. науч.-техн. конф., 16 апр. 2014. Тюмень: ТюмГНГУ, 2014. С. 18–22.

[4] Тетерятник О., Балака М. Аналіз шляхів забезпечення енергонезалежності будівельної техніки з використанням відновлювальних джерел енергії. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. 2021. Вип. 97. С. 24–35. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.97.0301>.

Відомості про авторів

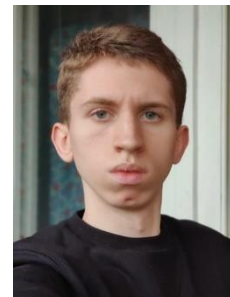
Максим Балака, к.т.н., доцент, доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-4142-9703](https://orcid.org/0000-0003-4142-9703)




Олександр Тетерятник, асистент, Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-9983-0551](https://orcid.org/0000-0002-9983-0551).



Ілля Санкін, здобувач вищої освіти за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна.



ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ МЕХАНІЧНОЇ ЕНЕРГІЇ В СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ

Столярик Т.О., Сагін С.В. 

Національний університет «Одеська морська академія», Україна

Анотація

Ключові слова:

Судновий дизель, система мащення, моторне мастило, механічні втрати.

Розглянуто взаємозв'язок структурних характеристик моторного мастила та механічних втрат, що виникають в судових дизелях під час отримання корисної роботи. Як структурні характеристики моторних мастил прийняти параметр орієнтаційної впорядкованості молекул в граничному мастильному шарі та товщина граничного шару. Механічні втрати, що виникають у дизелі, оцінювалися за закидом частоти обертання під час стрибкоподібної зміни зовнішнього навантаження. Встановлено, що моторні мастила, які характеризуються більш високою впорядкованістю молекул і товщиною граничного мастильного шару забезпечують перебіг динамічних процесів з меншим закидом частоти обертання та меншим часом перехідного процесу. Це сприяє зменшенню контактних взаємодій у трибологічній системі вал – мастило – вкладиш підшипника та зниженню механічних втрат дизеля.

Вступ

Функціонування двигунів внутрішнього згоряння (дизелів) суден морського та внутрішнього водного транспорту неможливе без використання робочих речовин – палива, повітря, води та мастила, які забезпечують отримання енергії та передачу її до споживачів з мінімальними тепловими та механічними втратами [1, 2]. Підвищення рівня цих втрат призводить до зростання теплової напруженості дизеля та збільшення інтенсивності зносу поршневих кілець, циліндрових втулок та вкладишів підшипників [3, 4].

Найбільш чутливими до механічних втрат та ударних навантажень, що виникають за лінійного поршень – мотильовий підшипник – рамовий підшипник, є чотиритактні середньообертові дизелі. Це обумовлюється постійною зміною зовнішніх навантажень, що діють на дизель з боку споживачів енергії (допоміжного та навігаційного обладнання, мережі освітлення та ін.). Двотактні дизелі експлуатуються на сталих режимах, зовнішні навантаження, що діють на ці двигуни з боку гребного гвинта, не носять стрибкоподібного характеру. Крім цього, більша в порівнянні з чотиритактними дизелями питома маса деталей циліндрової групи двотактних дизелів, та менша частота обертання сприяють

згладжуванню ефекту виникнення ударних навантажень на підшипникові вузли [5, 6].

Актуальність досліджень

Основні енергетичні перетворення у функціональній схемі «робочі речовини – дизель – корисна робота» відбуваються під час забезпечення трансформації теплотворної здатності палива (рідкого або газоподібного) в кінетичну енергію кривошипно-шатунного механізму та пов'язаних з ним споживачів енергії [7-9]. Навіть за ідеальної організації робочого процесу, що перебігає в дизелі, механічні втрати досягають 10 % і насамперед визначаються втратами енергії на подолання сил тертя [10, 11]. Зниження механічних втрат у першу чергу забезпечується системою мащення, одним з функціональних завдань якої є створення та підтримка тонкого мастильного шару, що поділяє поверхні тертя та запобігає їх безпосереднім контактам [12]. Порушення у роботі системи мащення призводять до підвищення механічних втрат, а за критичних умов – до зупинки дизеля [13].

Визначення механічних втрат, що виникають в судових дизелях, можливо шляхом розрахунку механічного коефіцієнту корисної дії, але використання цього методу вимагає тривалого часу та виконання спеціальних розрахунків.

Наведені вище фактори підтверджують актуальність науково-прикладного завдання – визначення шляхів зменшення втрат механічної енергії в судових дизелях та вибору методів оцінки цих втрат під час експлуатації дизелів.

Викладення основного матеріалу

Протидія нормальним та дотичним навантаженням, що діють на мастильну плівку в трибосполученнях поршневе кільце – втулка циліндра та вкладиш підшипника – колінчатий вал, забезпечується завдяки структурній впорядкованості молекул граничного мастильного шару. До показників, що характеризують цю впорядкованість, відносяться параметр порядку молекул в граничному шару *S* та товщина граничного шару *ds* [14, 15].

Дослідження, що встановили між собою взаємозв'язок структурних показників моторного мастила та механічними втратами, що виникають в двигунах внутрішнього згоряння під отримання корисної роботи, виконувались на судових середньооборотних дизелях Volvo Penta TMDA 163A експлуатація яких виконувалася з використанням моторних мастил Castrol Vection 15W40 та Shell Rimula R4X 15W40. Обидва сорти моторних мастил відносяться до рекомендованих фірмою-виробником для експлуатації дизелів.

Значення параметра порядку *S* та товщини граничного шару *ds* досліджених моторних мастил визначались в науковій лабораторії оптичним методом подвійного променепереломлювання. Результати цих досліджень наведено у табл. 1

Таблиця 1. Характеристики граничних шарів моторних мастил

Марка моторного мастила	Характеристика	
	Параметр порядку, <i>S</i>	Товщина шару, <i>ds</i> , мкм
Shell Rimula R4X 15W40	0,52...0,55	14,2...14,8
Castrol Vection 15W40	0,59...0,63	16,8...17,2

Результати, наведені у табл. 1, свідчать про те, що моторне мастило Castrol Vection 15W40 характеризується більшою впорядкованістю молекул в граничному мастильному шарі порівняно з моторним мастилом Shell Rimula R4X 15W40. Це виявляється в більшому значенні параметру порядку *S* та більших значеннях товщини граничного змащувального шару *ds*.

Паралельно з лабораторними дослідженнями щодо визначення характеристик граничних мастильних шарів проводилися експерименти

безпосередньо на судових дизелях Volvo Penta TMDA 163A. До складу судової енергетичної установки входило два названі дизелі. Кожен із дизелів мав автономну систему мащення, що дозволяло використовувати в них різні моторні мастила (для першого – Castrol Vection 15W40, для другого – Shell Rimula R4X 15W40). Дизелі перед початком експерименту мали пропорційний період експлуатації, однаковий технічний стан основних контактних вузлів (колінчатого валу, вкладишів підшипників, паливної апаратури) та експлуатувалися на однакових навантаженнях (з неузгодженістю не більше $\pm 2,5\%$). Це дозволяло зробити висновок про їхню ідентичність один одному як перед початком експерименту, так і під час його проведення [16, 17].

Як критерії, за допомогою яких оцінювались механічні втрати дизелів під час їх експлуатації на моторних мастилах, що характеризуються різними структурними характеристиками (параметром порядку та товщиною граничного шару), приймалися закид частоти обертання під час стрибкоподібної зміни навантаження $\Delta\omega$ та час виходу частоти обертання на сталий режим τ . Вимірювання частоти обертання виконувалося за допомогою електронного тахометра (встановленого на блоці керування дизелем), який додатково з'єднувався з портативним осцилографом.

Вимірювання виконували для різних режимів зміни навантаження на дизелі в діапазоні $\pm(10...40)\%$. Це забезпечувалося шляхом перемикання різних груп споживачів енергії із одного дизеля на інший. У таблиці 2 наведено результати, виконані при 35% збільшенні та зменшенні навантаження на дизелі.

Таблиця 2. Характеристики судового дизеля Volvo Penta TMDA 163A під час використання різних моторних мастил

Параметр	Shell R4X 15W40	Castrol 15W40
збільшення навантаження на 35 %		
Закид частоти обертання валу дизеля, $\Delta\omega$, rpm	119	112
Час виходу на сталий режим, τ , с	2,8	1,8
зменшення навантаження на 35 %		
Закид частоти обертання валу дизеля, $\Delta\omega$, rpm	123	114
Час виходу на сталий режим, τ , с	2,9	1,9

За результатами, що наведені в табл. 2, побудовані графічні залежності, що відображають зміну частоти обертання валу дизеля Volvo Penta TMDA 163A від часу при зміні

навантаження та використанні моторних масел з різними структурними характеристиками (рис. 1).

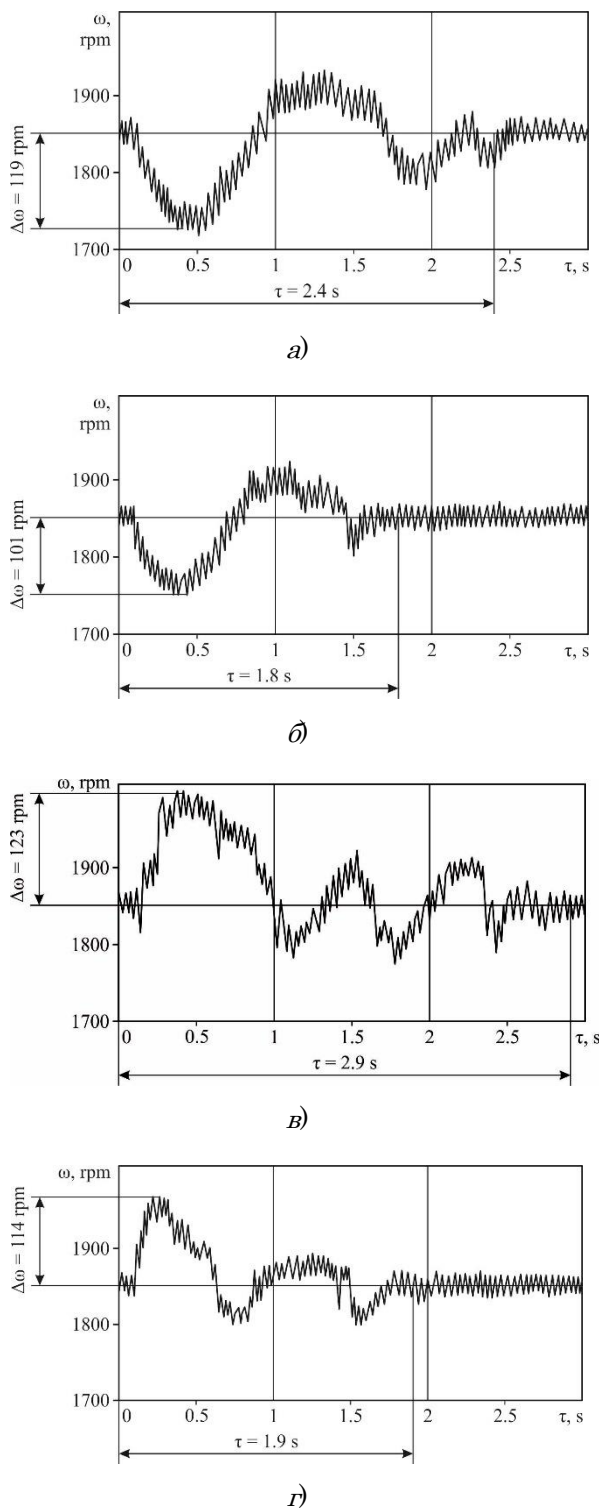


Рисунок 1. Зміна частоти обертання валу дизеля Volvo Penta TMDA 163A від часу: а, в – Shell Rimula R4X 15W40; б, г – Castrol Vecton 15W-40; а, б – збільшення навантаження на 35 %; в, г – зменшення навантаження на 35 %

Результати, що наведені в табл. 2 та на рис 1, свідчать про те, що збільшення структурної

впорядкованості молекул граничного мастильного шару сприяє зменшенню закиду частоти обертання під час зміни навантажень на судновий дизель та зниженню вібрації в парі тертя «вал – вкладиш», що забезпечує нижчий рівень механічних втрат.

Висновки

Оцінку рівня механічних втрат, що виникають в судових дизелях, можливо виконувати за непрямыми показниками – закидом частоти обертання та часу виходу на сталий режим роботи під час зміни навантаження. Моторні мастила, які характеризуються більш високою впорядкованістю молекул і товщиною граничного мастильного шару, забезпечують перебіг перехідних динамічних процесів з меншим закидом частоти обертання та меншим часом перехідного процесу. Це сприяє зменшенню контактних взаємодій у трибологічній системі вал – моторне мастило – вкладиш підшипника та зниженню механічних втрат в дизелі. Це зумовлено тим, що подібні моторні мастила мають більший рівень вільної енергії граничного мастильного шару, що забезпечує збільшення пружно демпфуючих властивостей моторного мастила, підвищує опір мастильного шару ударним навантаженням та збільшує динамічну стійкість колінчастого валу.

Література

- [1] Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels. *Technology Audit and Production Reserves*. 2021. № 5 (2 (61)). P. 26 - 32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.
- [2] Sagin S.V. Decrease in mechanical losses in high-pressure fuel equipment of marine diesel engines. *Materials of the International Conference "Scientific research of the SCO countries: synergy and integration", Beijing*. 2019. Part 1. P. 139 - 145. DOI. 10.34660/INF.2019.15.36258.
- [3] Сагин С.В. Исследование корреляционной взаимосвязи жидкокристаллических свойств граничных смазочных слоев и реологических характеристик моторных масел судовых дизелей. *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* 2014. Вып. 33. С.67 - 76.
- [4] Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури судових дизелів. *Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб.* 2018. Вып. 38. С. 132 - 142.
- [5] Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у судових дизелях. *Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб.* 2020. Вып. 40. С. 20-25. DOI: 10.31653/smf341.2020. 20-25.

[6] Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей. *Проблемы техники: наук. виробн. журнал*. 2011. № 3. С. 78-88.

[7] Сагин С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей. *Судовые энергетические установки: науч. техн. сб.* 2011. № 26. С. 116-125.

[8] Sagin S.V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils. *Materials of the International Conference "Process Management and Scientific Developments"*. Birmingham, United Kingdom. January 16, 2020. Part 4. P. 195-202. DOI: 10.34660/INF.2020.4.52991.

[9] Sagin S.V. Improving the performance parameters of systems fluids. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. 2018. № 7-8. P. 55-59. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59.

[10] Stoliaryk T. Analysis of the operation of marine diesel engines when using engine oils with different structural characteristics. *Technology Audit and Production Reserves*. 2022. Vol. 5(1(67)). P. 22-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868>.

[11] Сагин С.В., Столярик Т.О. Динаміка судових дизелів під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками. *Автоматизація судових технічних засобів: наук. техн. зб.* 2021. Вип. 27. С. 108-119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

[12] Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в судових дизелях. *Судові енергетичні установки: наук. техн. зб.* – 2022. Вип. 44. С. 142-156. doi: 10.31653/smf44.2022.142-156.

[13] Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В., Перунов Р.В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей. *Проблемы техники: наук. виробн. журнал*. 2012. № 3. С. 84-103.

[14] Сагин С.В., Кривий М.О. Розрахунок контактного тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів. *Автоматизація судових технічних засобів: наук. техн. зб.* 2021. Вип. 27. С. 84-92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92.

[15] Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. 2021. № 7-8. P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

[16] Сагин С.В., Столярик Т.О. Аналіз

експлуатаційних характеристик моторних мастил судових дизелів. *Судові енергетичні установки: наук. техн. зб.* 2021. Вип. 43. С. 69-80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

[17] Sagin S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Fomin O., Kuřcera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels. *Journal Marine Science and Engineering*. 2022. Vol. 10. Iss. 10. P. 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

Відомості про авторів

Тимур Столярик, аспірант кафедри судових енергетичних установок Національний університет «Одеська морська академія», Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-2922-9728](https://orcid.org/0000-0002-2922-9728).



Сергій Сагін, д.т.н., професор, завідувач кафедри судових енергетичних установок, Національний університет «Одеська морська академія», Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-8742-2836](https://orcid.org/0000-0001-8742-2836).



ЕКОЛОГІЧНІ ТА ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ ВИКОРИСТАННЯ В СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ ПАЛИВ БІОЛОГІЧНОГО ПОХОДЖЕННЯ

Мадей В.В., Волков О.М. 

Національний університет «Одеська морська академія», Україна

Анотація

Ключові слова:

Судновий дизель, моторне паливо, біопаливо, питома витрата палива, емісія оксидів азоту

Розглянута можливість використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження. Дослідження виконувались на спеціалізованому судні дедвейтом 7670 тон на суднових середньообертових дизелях 6DL16 Daihatsu Diesel. Один з дизелів експлуатувався на паливі RMB20, два інших – на паливної суміші в яку входило біопаливо.

Дослідженнями встановлено, що під час використання паливних сумішей до складу яких входить до 20 % біопалива спостерігається зменшення концентрації оксидів азоту у випускних газах на 8,14...17,9 % та зменшення об'ємного вмісту оксиду вуглецю в випускних газах на 23,0...26,7 %. Одночасно з цим на 2,4...6,8 % підвищується питома витрата палива, що зменшує економічність роботи дизеля.

Вступ

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), що використовують на всіх без винятку засобах транспорту, під час генерації механічної енергії за рахунок окислення палива повітрям, в процесі кругового робочого циклу здійснюють безперервний тепловий та масовий обмін з довкіллям [1-3]. ДВЗ (дизель) забирає повітря та споживає паливо, потім викидає випускні гази (ВГ), що складаються з частини повітря та продуктів окислення палива. Таким чином, повітря, що надходить в його циліндр, робить певний термодинамічний цикл, зазнаючи при цьому хімічні зміни, в результаті чого перетворюється в ВГ – складну газову суміш з безліччю компонентів. Її чотири компоненти азот N_2 , кисень O_2 , діоксид вуглецю CO_2 та водяна пара H_2O складають понад 99...99,9 % обсягу ВГ, решта 0,1...1,0 % обсягу ВГ складають домішки, які не представляють інтересу з технічної точки зору, але є шкідливими для довкілля, живої природи та людини [4-6].

Таким чином, зростаюче забруднення атмосфери викидами транспортних дизелів – одна з найбільш важливих і складних проблем сучасності. Особлива увага при цьому приділяється суднам морському та внутрішнього водного транспорту, шкідливі викиди яких відіграють значну роль як в глобальній проблемі, також і в

регіональному та локальному забрудненні повітряного басейну [7-9].

Актуальність досліджень

Палива для суднових ДВЗ поділяють на важкі та легкі. До першої категорії належать палива, в'язкість яких при 50°C перевищує 50 сСт (у сучасних дизелях використовуються палива з в'язкістю до 500...700 сСт). Легкі палива характеризуються в'язкістю 2...40 сСт. Важкі палива (порівняно з легкими) характеризуються підвищеним вмістом сірки (до 0,5 %) та азоту (до 1,0 %) [10-12]. Під час їх згоряння утворюються токсичні компоненти – оксид вуглецю CO , оксиди сірки SO_x та азоту NO_x , які негативно впливають на екологію та людину. Рівень викидів SO_x та азоту NO_x нормується вимогами Annex VI MARPOL та залежить від характеристик палива та дизеля. Саме тому до специфічних завдань експлуатації суднових енергетичних установок належать запобігання утворенню та нейтралізації екологічно небезпечних речовин, які утворюються при використанні нафтових дизельних палив. У зв'язку з цим останнім часом велика увага приділяється зниженню в ВГ шкідливих речовин, особливо оксидів азоту NO_x [13, 14].

З метою зниження концентрації цих речовин використовують різні методи і технології:

упорскування води в повітряний та випускний ресивер, рециркуляція випускних газів, використання для забезпечення процесу згоряння альтернативного палива – дешевого, калорійного і екологічно чистого.

Викладення основного матеріалу

Протягом останніх десятиліть ведуться інтенсивні дослідження альтернативних палив. При цьому кращим вважається часткове заміщення традиційних видів моторного палива синтетичними рідкими вуглеводнями, які отримуються з природного газу, в силу низької собівартості. Одночасно з цим використання альтернативних палив для судових дизелів підвищеної потужності (з діаметром циліндра понад 0,4 м та номінальної потужністю більш ніж 5000 кВт) призводить до неконтрольованого погіршення екологічних показників (через коливання стехіометричного відношення), зменшення крутного моменту (через падіння максимального тиску циклу) та ефективної потужності на номінальному навантаженні (через проблеми, що виникають під час нагнітання палива) [15, 16].

Суднові двигуни внутрішнього згоряння середньої та малої потужності (з діаметром циліндра до 0,4 м та номінальної потужністю, що не перевищує 3000 кВт), що використовують як допоміжні, встановлюються на судах в кількості 2...4 одиниць, мають кожний власну паливну систему, тому дозволяють використовувати для забезпечення робочого циклу палив з різними характеристиками (у тому числі альтернативних) [17, 18].

Із числа видів перспективного палива для двигунів внутрішнього згоряння особливої уваги заслуговує біопаливо (біодизель), що отримують з рослинних олій. Рослинні олії як моторні палива можна використовувати як у чистому вигляді, так і в суміші з дизельним та іншими нафтовими паливами, а також із газовими конденсатами, спиртами, ефірами та іншими альтернативними паливами. Джерелом рослинних олій служать олійні культури, в насінні або плодах яких містяться рослинні жири. До олійних відноситься більше 150 видів рослин, з яких виробляють рослинні олії. Залежно від кліматичних умов та доступності вирощування, сировиною для виробництва біодизелю можуть бути різні рослинні олії – від оливкової олії до тваринного жиру [19-20].

Дослідження виконувалися на судових середньооберткових дизелях 6DL16 Daihatsu Diesel з наступними основними характеристиками: діаметр циліндра – 0,16 м; хід поршня – 0,21 м; частота обертання колінчастого вала – 1200 об/хв; номінальна потужність – 530 кВт; кількість циліндрів – 6. Дизелі в кількості трьох входили до

складу допоміжної енергетичної установки морського спеціалізованого судна дедвейтом 7670 тон. Експлуатація дизелів здійснювалась на судовому моторному паливі DMB20, зі вмістом сірки 0,47 %.

Під час проведення дослідження для забезпечення споживачів енергією експлуатувався «контрольний» дизель (що використовував паливо DMB20) та один, або два інших (в яких використовувалась суміш палива DMB20 та біопалива). Дизелі, на яких виконувалися експериментальні дослідження, забезпечували потужністю постійні групи споживачів. Дослідження виконувались в діапазоні 30...80% навантаження на дизель

Перед початком проведення експерименту всі дизелі мали порівняний моторесурс паливної апаратури, деталей циліндрової групи, підшипників руху, а також однаковий технічний стан. У випадку зміни кількості споживачів енергії та їх потужності необхідне навантаження перерозподілялося на дизелі, що не задіяні в експерименті, при цьому дизель, на якому проводилися дослідження, експлуатувався на постійному навантаженні. Крім того, під час проведення експерименту на дизелі підтримувалися постійні температурні режими в системах змащування та охолодження. Під час проведення експерименту дизель протягом 1,0...1,5 годин працював на постійному навантаженні протягом цього часу виконувалось вимірювання основних параметрів і усереднення отриманих значень. Це забезпечувало коректність проведення досліджень і можливість зіставлення вимірів, виконаних на різних дизелях.

Критерієм економічності роботи дизеля була обрана питома ефективна витрата палива b_e . Як екологічні показники роботи судових дизелів приймалися концентрація оксидів азоту NO_x та об'ємний вміст оксиду вуглецю CO в ВГ [21, 22]. Визначення цих показників здійснювалось за допомогою судових вимірювальних засобів – витратомірів, таймеру, газоаналізатору. Похибки під час вимірювання цих показників, а також в неузгодженості в навантаженні під час паралельної роботи дизелів не перевищувала $\pm 1,5$ %. Результати цих досліджень наведено у табл. 1-3.

Під час проведення експериментальних досліджень крім вказаних контролювались також всі необхідні показники роботи судових дизелів відповідно до інструкції з технічної експлуатації. Технологія виготовлення та використання паливних сумішей була погоджена з технічним департаментом судноплавної компанії, що здійснює менеджмент судна на його енергетичної установки.

Таблиця 1. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год), для різних умов проведення експерименту

Режим роботи дизеля	DMB	DMB+10 % біопалива	DMB+20 % біопалива
0,3N _{енном}	219	232	235
0,4N _{енном}	212	220	223
0,5N _{енном}	206	213	217
0,6N _{енном}	201	208	210
0,7N _{енном}	197	202	203
0,8N _{енном}	199	203	204

Таблиця 2. Концентрація оксидів азоту в випускних газах, г/(кВт·год), для різних умов проведення експерименту

Режим роботи дизеля	DMB	DMB+10 % біопалива	DMB+20 % біопалива
0,3N _{енном}	8,08	6,83	6,63
0,4N _{енном}	8,13	6,92	6,78
0,5N _{енном}	8,17	7,07	6,92
0,6N _{енном}	8,22	7,35	7,07
0,7N _{енном}	8,27	7,52	7,13
0,8N _{енном}	8,35	7,67	7,22

Таблиця 3. Концентрація оксиду вуглецю в випускних газах, %, для різних умов проведення експерименту

Режим роботи дизеля	DMB	DMB+10 % біопалива	DMB+20 % біопалива
0,3N _{енном}	8,24	6,34	6,04
0,4N _{енном}	8,37	6,38	6,13
0,5N _{енном}	8,59	6,42	6,17
0,6N _{енном}	8,62	6,45	6,22
0,7N _{енном}	8,66	6,48	6,28
0,8N _{енном}	8,68	6,52	6,36

Висновки

В суднових дизелях середньої потужності, що використовуються як допоміжні, можливо використовувати паливні суміші, до складу яких входять паливо нафтового походження (як основна частина, масова доля якої складає 80...95 %) та паливо біологічного походження (з масовою долею 5...20 %). Підготовку подібних паливних сумішей доцільно виконувати в судновій паливній системі безпосередньо перед їх подачею до циліндрів дизеля.

Використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження сприяє поліпшенню екологічних показників їх роботи. Дослідженнями встановлено, що під час використання паливних сумішей до складу яких входить до 20 % палива біологічного походження в діапазоні

експлуатаційних навантажень на судновий дизель 6DL16 Daihatsu Diesel 30...80 % номінальної потужності спостерігається зменшення концентрації оксидів азоту у випускних газах на 8,14...17,9 % та зменшення об'ємного вмісту оксиду вуглецю в випускних газах на 23,0...26,7 %. Зменшення об'ємного вмісту оксиду вуглецю в випускних газах здійснюється пропорційно підвищенню вмісту біопалива в складі паливної суміші на всіх експлуатаційних режимах дизеля. Зменшення емісії оксидів азоту найбільш ефективно здійснюється під час 15...20 % концентрації біопалива в складі паливної суміші з паливом нафтового походження. Саме цю концентрацію (для будь яких навантажень дизеля 6DL16 Daihatsu Diesel) пропонується вважати найбільш оптимальною з точки зору забезпечення екологічних показників роботи дизеля.

Використання паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження призводить до підвищення питомої витрати палива, що зменшує економічність роботи дизеля. З підвищенням вмісту біопалива в паливній суміші до 20 % питома ефективна витрата палива зростає на 2,4...6,8 %.

Проведення подальших досліджень дозволить встановити оптимальну концентрацію біопалива в паливній суміші для різних експлуатаційних режимів роботи дизеля.

Література

- [1] Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення судових важких палив. *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* 2020. Вип. 41. С. 10-14. DOI: 10.31653/smf341.2020.10-14.
- [2] Мадей В.В. Використання в судових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження. *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* 2022. Вип. 44. С. 93-110. doi: 10.31653/smf44.2022. 93-110.
- [3] Ратайчук О.В., Сагін С.В. Підвищення ефективності процесу наддува судових дизелів. *Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб.* 2020. Вип. 41. С. 15-19. DOI: 10.31653/smf341.2020.15-19.
- [4] Сагін С.В., Заблоцкий Ю.В., Перунов Р.В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей. *Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал.* 2012. № 3. С. 84-103.
- [5] Сагін С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей. *Проблеми техніки :*

наук. виробн. журнал. 2011. № 3. С. 78-88.

[6] Sagin S.V., Kuropyatnik A.A. Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels. *American Scientific Journal*. 2017. № 15. Iss. 2. P. 67-71.

[7] Sagin S., Madey V., Sagin A. Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels. *Journal Marine Science and Engineering*. 2022. Vol. 10. Iss. 10. P. 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

[8] Madey V.V. Usage of biodiesel in marine diesel engines. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. 2021. № 7–8. P. 18-21. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-18-21>.

[9] Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив. *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* 2020. Вип. 40. С. 49-54. DOI: 10.31653/smf340.2020.49-54.

[10] Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. 2021. № 7-8. P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

[11] Sagin S., Kuropyatnyk O., Sagin A., Tkachenko I., Fomin O., Pištěk V., Kučera P. Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe. *Journal Marine Science and Engineering*. 2022. Vol. 10. Iss. 9. P. 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>.

[12] Sagin S.V. Improving the performance parameters of systems fluids. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. 2018. № 7-8. P. 55 - 59. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59.

[13] Madey V. Assessment of the efficiency of biofuel use in the operation of marine diesel engines. *Technology Audit and Production Reserves*. 2022. Vol. 2(1(64)). P. 34–41. [doi: https://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.255959](https://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.255959).

[14] Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових дизелях. *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* 2020. Вип. 40. С. 20-25. DOI: 10.31653/smf341.2020.20-25.

[15] Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskiy Yu.V., Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters. *Nase More: International Journal of Maritime Science & Technology*. 2022. Vol. 69. Iss.1. P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7.

[16] Мацкевич Д.В., Сагін С.В., Ханмамедов С.А. Изменение реологических

характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя. Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. 2010. Вып. 25. С.109-118.

[17] Сагін С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // *Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту. Зб. наук. праць.* 2019. Вип. 1(58). – С. 89 -100.

[18] Сагін С.В., Побережний Р.В. Аналіз основних способів зниження емісії оксидів азоту дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту. *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* 2022. Вип. 44. С. 132-141. doi: 10.31653/smf44.2022.132-141.

[19] Сагін С.В., Куропятник А.А. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей. *Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб.* 2019. Вып. 25. С. 79 - 89.

[20] Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів. *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* 2018. Вип. 38. С. 132-142.

[21] Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту. *Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб.* 2020. Вип. 41. С. 5-9. DOI: 10.31653/smf340.2020.5-9.

[22]. Куропятник А.А., Сагін С.В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей // *Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник.* – 2018. – Вып. 24. – С. 72 - 80.

Відомості про авторів

Володимир Мадей, аспірант кафедри суднових енергетичних установок, Національний університет «Одеська морська академія», Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8692-9077](https://orcid.org/0000-0002-8692-9077).



Олександр Волков, к.т.н., доцент, доцент кафедри судноводіння, Національний університет «Одеська морська академія», Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-6742-4217](https://orcid.org/0000-0002-6742-4217).



ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТЕРМОАКУСТИЧНИХ ДВИГУНІВ СИСТЕМ УТИЛІЗАЦІЇ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ СЕУ

Коробко В.В.[✉], Московко О.О.[✉]

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

енергозбереження, термоакустика, регазифікація, теплообмін, фазовий перехід.

В роботі розглянуті наявні тенденції розвитку суднових енергетичних установок. Показана доцільність застосування на суднах термоакустичних систем утилізації скидної теплоти. Надано обґрунтування доцільності використання в термоакустичних двигунах теплообмінників з фазовим переходом.

Вступ

Мореплавна галузь зараз перебуває на етапі фактичної зміни базової парадигми, коли на перший ряд, замість «економічності», виходять чинники, які мають сприяти екологічно безпечному функціонуванню мореплавства. Цей процес є прямим наслідком Sustainable Goals UN [1,2] та вимог, що запроваджені ІМО [3,4].

На практиці це означає суттєві зміни в організації експлуатації флоту, конструкції корпусу та в складі суднових головних та допоміжних енергетичних установок.

По-перше, на практиці маємо процес переведення суднових двигунів на нові види палив, в тому разі на криогенні та безвуглецеві. По-друге, активно поширюється застосування елементів гібридних ЕУ в СЕУ. На існуючих суднах в рамках Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP) практикують під час доковання встановлення певних ESD (Energy Saving Devices), які мають забезпечити суттєве підвищення ефективності пропульсивного комплексу. По-третє, на морських суднах починають встановлювати ЕУ на основі потужних паливних комірок (SOFC, PEMFC), що відкриває реальний шлях до запровадження «no combustion technology» в мореплавстві.

У сукупності перелічені фактори сприяють підвищенню екологічності СЕУ в часті мінімізації об'ємів хімічних складових викидів СЕУ. В цей же час, такі заходи суттєво ускладнюють задачу зменшення загальних об'ємів теплових викидів, оскільки суттєво знижують їх температурний рівень (рис.1).

Актуальність досліджень

Відомо, що в судновій енергетиці широко

використовуються технології утилізації теплових викидів. З них найбільш поширені так звані «теплофікаційні» системи. Це відносно прості рішення, що спрямовані на забезпечення потреб судна та СЕУ в тепловій енергії.

Більш складними є системи енергозбереження, які здатні продукувати механічну роботу. Ці системи мають використовувати теплові двигуни, які здатні працювати від джерел теплоти з температурами нижче за 500 К.

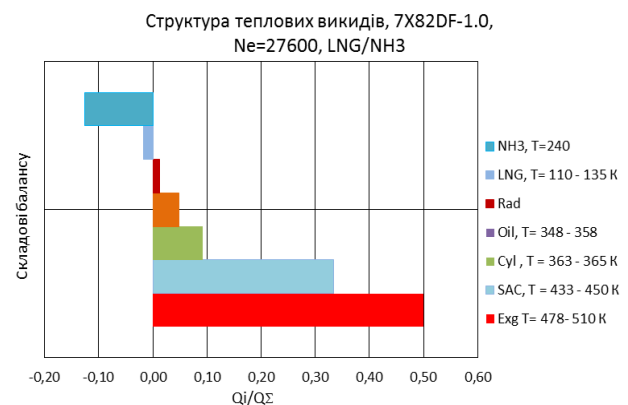


Рисунок. 1. Склад теплових викидів МОД 7X82DF-1.0 при роботі на криогенних паливах

На поточний момент відомі приклади застосування на суднах низькотемпературних ОРС систем [5] потужністю від 125 до 800 кВт. Дослід їх експлуатації показав, що ефективність таких установок суттєво залежить від температури забортової води і зменшується при її зростанні. До недоліків ОРС установок можна віднести їх незадовільні масогабаритні показники та екологічну небезпечність робочих речовин.

Можливим рішенням проблеми ефективного використання низькотемпературних викидів на суднах може стати застосування термоакустичних технологій.

Суттєвою перевагою термоакустичних систем є їх придатність виробляти механічну роботу, використовуючи для цього джерела теплоти з температурами в діапазоні 100 – 500 К [6,7].

Термоакустичні технології дають можливість розширити ресурсну базу суднових систем енергозбереження завдяки використуванню джерел теплоти з температурними потенціалами, нижчими за доквілля, в тому разі криогенних [8.9]. Термоакустичні двигуни (ТАД) придатні для створення термоакустичних турбогенераторів (ТАТГ) агрегатною потужністю від 10 кВт – 1МВт. Принципова схема термоакустичної системи енергозбереження показана на рис 2.

Викладення основного матеріалу

Максимальна ефективність ТАД може бути досягнута в разі раціональної організації енергообміну між зовнішніми джерелами теплоти та структурними елементами ТАД – теплообмінниками, матрицею (стеклом) та робочим тілом.

Термоакустична система енергозбереження дозволяє, з допомогою одного або декількох ТАТД, утилізувати скидну теплоту різних потенціалів – Q_{in}^j , і отримати додаткову механічну потужність

$$Ne_{зреш}^{ТАТГ} = \sum Ne_i^{ТАТГ} \dots\dots\dots 1$$

Потужність ТАТГ можна визначити, виходячи з екзергетичного потенціалу наявних теплових викидів – $Q_{in}^i \eta_C^i$,

$$Ne^{ТАТГ} = Q_{in}^i \eta_C^i \eta_i^{ТАД} \eta_{ДТ} \eta_{ген} = Q_{in}^i \eta_e^{ТАД} \eta_{ДТ} \eta_{ген}, \quad 2$$

де, $\eta_i^{ТАД}$ – «індикаторний» к.к.д. ТАД,
 $\eta_{ДТ}$ – к.к.д. імпульсної двонаправленої турбіни,
 $\eta_{ген}$ – к.к.д. генератора.

Ефективний к.к.д. ТАД визначається, як $\eta_e^{ТАД} = \eta_C \eta_i^{ТАД}$ і, вочевидь, залежить від термодинамічного циклу – $\eta_i^{ТАД}$ та к.к.д. Карно.

В роботах [10,11] показано, що ефективність ТАД залежить від розподілу температур в матриці. Про це свідчить модифіковане рівняння (3), яке формалізує природження акустичної енергії \dot{E}_2 в елементі матриці

$$\frac{d\dot{E}_2}{dx} = -\frac{r_v}{2} |U_1|^2 - \frac{1}{2r_k} |p_1|^2 + \frac{1}{2} \text{Re}[\tilde{p}_1 U_1 g(x, z)]. \quad 3$$

Це природження $d\dot{E}_2/dx$ залежить від «коефіцієнта підсилення» акустичної енергії

$g(x, z)$, який враховує розподіл температури в матриці, як в повздовжній x , так і по поперековій осі z

$$g(x, z) = \frac{f_k - f_v}{(1 - \sigma)(1 - f_v)} \frac{1}{T_m(x, z)} \frac{dT_m(x, z)}{dx}. \quad 4$$

Максимальні досяжні ефективність та потужність ТАД можливі лише за умов, коли температура в матриці змінюється лише в повздовжньому напрямку, тобто маємо $T_m(x)$.

В разі застосування в ТАД рекуперативних теплообмінників з рідинними теплоносіями, цей розподіл температур $T_m(x, z)$ гарантовано буде двовірним, що є небажаним фактором.

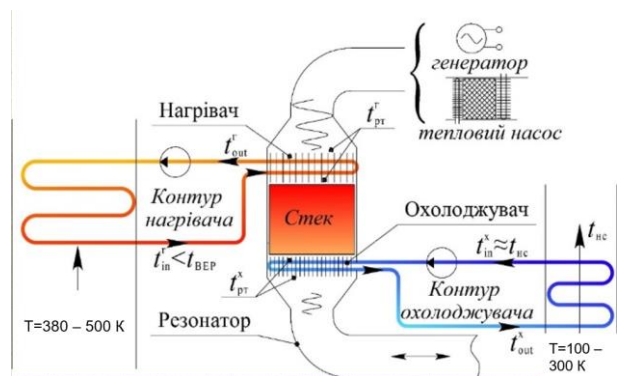


Рисунок 2. Схема термоакустичної системи використання скидної теплоти СЕУ

Запобігти цьому можливо шляхом використання в ТАД теплообмінників з фазовим переходом. Тобто, нагрівач має бути конденсатором, а охолоджувач – випарником (рис.3).

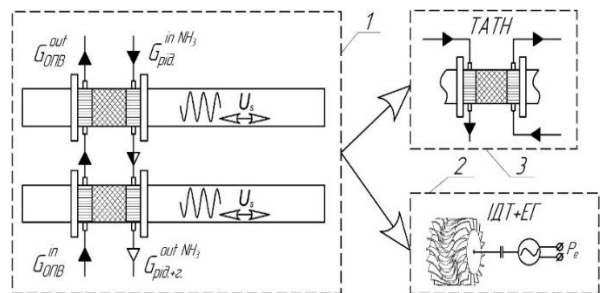


Рисунок 3. ТАД в системі утилізації криогенного потенціалу зрідженого аміаку в процесі регазифікації : 1 – блок ТАТД; 2 – імпульсна двонаправлена турбіна з генератором; 3 – термоакустичний тепловий насос (ТАТН)

Результати розрахунку потужності ТАТГ для різних джерел теплових викидів СЕУ з МОД W12X92DF надані в табл. 1.

В даному випадку, тепловою схемою передбачалось використання окремих ТАТГ для утилізації різних теплових потоків. Такий

підхід дає можливість отримати найбільшу ефективність системи за рахунок використання джерел з максимальною різницею температурних потенціалів.

Таблиця 1. Сумарна потужність ТАТГ при роботі СЕУ на різних паливах

Паливо	МОД $\Sigma Ne_{i, \text{реж}}^{ТАТГ}$	СЕУ $\Sigma Ne_{CMCR}^{СЕУ}$	$Ne_{ТАТГ} / Ne_{CMCR}^{СЕУ}$
MDO	4200	4900	0.065
LNG	4508	5319	0.072
NH3	5323	6280	0.083

В разі використання всього наявного потенціалу скидної теплоті СЕУ – МОД, дизель генераторів, енергії регазифікації LNG палива, скидної теплоті ОНП та теплоті відходячих газів, сумарна потужність ТАТГ може сягати 4900 – 5200 кВт, що становить до 8,3% , при максимальній потужності двигуна.

Висновки

1. В термоакустичних двигунах, призначених для використання джерел теплоті з температурними потенціалами в межах 100 – 500 К, доцільним є застосування теплообмінників з фазовим переходом.
2. Найбільш раціональним рішенням для низькотемпературних термоакустичних двигунів є використання гравітаційних термосифонів з регульованим тиском в якості нагрівачів.
3. В подальших дослідженнях мають бути визначені найбільш раціональні параметри теплообмінників з фазовим переходом та конструктивні особливості термоакустичних двигунів на їх основі.

Література

[1] Transforming our world: the 2030 Agenda for Sustainable Development – Retrieved from <https://documents-dds-ny.un.org/doc/UNDOC/GEN/N15/291/89/PDF/N1529189.pdf>

[2] Take urgent action to combat climate change and its impacts. – Retrieved from <https://unstats.un.org/sdgs/report/2020/goal-13/>.

[3] IMO. Third IMO GHG Study 2014. Executive Summary and Final Report. International Maritime Organization. – London, 2015

[4] Greenhouse gas emissions from global shipping, 2013–2015 / N. Olmer et al. – Washington: ICCT, 2017. – 38 p.

[5] Tsougranis, E-L, Wu, D. A feasibility study of Organic Rankine Cycle (ORC) power generation

using thermal and cryogenic waste energy on board an LNG passenger vessel. Int J. EnergyRes. <https://doi.org/10.1002/er.4047>.

[6] Swift, G.W. (2002). Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators. American Institute of Physics Press. New York.

[7] Коробко В.В. (2018) Підвищення ефективності енергетичних установок шляхом застосування термоакустичних технологій. Судостроение и морская инфраструктура, 2 (10), 252–261.

[8] Коробко, В. В. Числове моделювання судової термоакустичної системи регазифікації LNG палив / В. В. Коробко, О. О. Московко, Д. О. Тимошенко // Наук. вісн. ХДМА. – Херсон, 2015. – № 1. – С. 36–42.

[9] Коробко В.В.(2014). Можливі шляхи використання термоакустичних теплових машин в системах СЕУ. Наук. вісник Херсонської державної морської академії, 2 (11), 69-76.

[10] Коробко, В. В. Залежність характеристик термоакустичного двигуна від неоднорідності температури поверхонь теплообмінників / В. В. Коробко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2020. – № 7 (165). – С. 96–102. DOI: 10.32620/aktt.2020.5.12.

[11] Yang, Z., Korobko, V., Radchenko, M., & Radchenko, R. (2022). Improving thermoacoustic low-temperature heat recovery systems †. Sustainability (Switzerland), 14(19)6 doi:10.3390/su141912306.

Відомості про авторів

Володимир Коробко, д.т.н., доцент кафедри експлуатації судових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-5761-6824](https://orcid.org/0000-0001-5761-6824).



Олексій Московко, асистент кафедри експлуатації судових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3848-5651](https://orcid.org/0000-0002-3848-5651).



АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ВИСОКОГО ТИСКУ ПІД ЧАС ВИКОРИСТАННЯ В СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ ПАЛИВ З НИЗЬКИМ ВМІСТОМ СІРКИ

Сагін А.С. [✉], Заблоцький Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія», Україна

Анотація

Ключові слова:

Судновий дизель, моторне паливо, паливо з низьким вмістом сірки, надійність паливної апаратури високого тиску

Надані вимоги Annex VI MARPOL щодо вмісту сірки у паливі під час експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту в спеціальних екологічних районах та за межами цих районів. Розглянуто питання надійності паливної апаратури високого тиску двигунів внутрішнього згоряння під час використання сортів палива з низьким вмістом сірки. Вказано, що одним з завдань, розв'язання якого необхідне за умовою використання в суднових дизелях палив з низьким вмістом сірки, є забезпечення змащувальної здатності палива. Запропоновано варіанти підвищення змащувальної здатності палива з низьким вмістом сірки та оцінена можливість їх впровадження в суднових енергетичних установках.

Вступ

Важливість розв'язання завдання забезпечення екологічних та енергетичних показників суднових енергетичних установок визначається вимогами Annex VI MARPOL резолюціями International Marine Organization MEPC.203(62) та MEPC.259(68) для нових правил енергетичної ефективності судна. Ці документи регламентують допустимі сорти палива та вміст у них сірки [1, 2]. Відповідно цих документів, судно відповідає екологічним вимогам у тому випадку, якщо на ньому встановлено скрубберну систему очищення випускних газів [3, 4] або використовувати паливо з вмістом сірки не вище 0,5% (для особливих районів – не вище 0,1%) [5, 6]. Під час експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) також обов'язково виконання вимог щодо емісії оксидів азоту, рівень якої встановлюється в залежності від характеристик дизеля.

Актуальність досліджень

Палива для суднових ДВЗ поділяють на Важке паливо залишається основним енергоносієм, яке використовується на судах морського та внутрішнього водного транспорту. Сучасні вимоги, щодо попередження забруднення доквілля оксидами сірки та пов'язані з цим обмеження щодо вмісту сірки в паливі, накладають певні умови до структурного та фракційного

складу суднових палив. Існує два основних типи зменшення вмісту сірки у паливі: хімічний та технологічний. У першому кількість сірки зменшується за допомогою спеціальних хімічних добавок. У другому (технологічному) існує кілька складних методів, що забезпечують зменшення сірки в паливі, наприклад, заснованих на використанні ультразвукових та електричних полів, а також гідродинамічній обробці. Усе це ускладнює процес переробки сирової нафти на паливо та суттєво збільшує витрати на його виробництво та подальшу експлуатацію [7, 8]. Додаткові компоненти, що вводяться в паливо для зменшення в ньому концентрації сірки, агресивно реагують із усіма компонентами паливної системи – починаючи з відстійних танків та закінчуючи паливною апаратурою високого тиску [9, 10]. Ці фактори визначають актуальність завдання, пов'язаного з підвищенням зносостійкості деталей паливних насосів високого тиску, а також зниженням енергетичних втрат в елементах паливної апаратури дизелів під час використання палива зі зніженим вмістом сірки.

Викладення основного матеріалу

Використання низькосірчистих сортів палива ускладнює процес експлуатації суднових двигунів через постійні операції з переходу з одного сорту палива на інше. Зміна сортів палива необхідна під час заходу в порт та під час переходу в спеціальних екологічних районах (Sulfur

Emission Control Area – SECA). У цих районах дозволено використання палива із вмістом сірки не більше 0,1%. Переведення дизеля з одного сорту палива (з вмістом сірки до 0,5 %) на інший (з вмістом сірки до 0,1 % або на таке, що не містить сірку) має виконуватися відповідно до рекомендацій та вимог щодо заміни палива із заміною палива у всіх елементах системи. Цей процес може відбуватися від кількох годин до доби в залежності від типу паливної системи, витрат палива та технічних показників двигуна внутрішнього згоряння. При виході з порту та залишанні спеціальних районів необхідно виконання зворотного переведення дизеля на паливо з підвищеним вмістом сірки [11, 12].

Існує кілька шляхів для вирішення цієї проблеми. Один із них це використання спеціальних присадок до палива з метою підвищення мастильних властивостей палива та покращення технічного стану прецизійних пар під час роботи на підвищеному навантаженні та використанні палива з низьким вмістом сірки [13, 14].

Також існує варіант поліпшення триботехнічних характеристик палив при додаванні до нього рослинних олій [15, 16].

Принцип дії протизносних присадок полягає в утворенні міцної плівки на поверхні об'єкта, що захищається. Плівка складається із продуктів механохімічних перетворень присадки на поверхні металу [17, 18]. Спосіб формування залежить від режиму тертя. Під час рідинного режиму тертя цілком достатньо ефективною адсорбції (фізична адсорбція, хемосорбція) присадки, яка покращує змащувальні властивості палива. Під час граничного тертя (режимів, що характеризують роботу прецизійних пар паливної апаратури високого тиску) додаткову роль починають відігравати міжмолекулярні сили, що діють між металевими поверхнями. Однак використання цих присадок пов'язане з декількома складнощами. Перше – це безпосередньо самі поверхнево-активні речовини, специфіка їх зберігання та подальша експлуатація. Друге – витрати присадки, що пов'язані з її згорянням в циліндрі дизеля разом з паливом. Останнє сприяє зниженню економічної ефективності цього варіанту.

Іншими можливими варіантами покращення триботехнічних властивостей є додавання мінеральних мастильних матеріалів. В основному пропонуються варіанти добавки спеціальної рослинної олії. Під час кожного бункерування виконується додавання олії в танки з низькосірчистим паливом у співвідношенні від 1:200 до 1:5000. В результаті це покращує змащувальні здібності низькосірчистого палива [19, 20].

Одним із напрямів підвищення працездатності вузлів тертя є використання ультрадисперсних порошків м'яких металів у мастилах.

Найбільшого поширення набули порошки міді та солей міді, які вводяться в мастильні матеріали [21].

Таким чином, для вирішення цих проблем немає єдино правильного рішення, а можливо комплексне використання методів, при яких суттєво підвищується працездатність та моторесурс деталей паливної апаратури.

Висновки

В результаті зробимо такі висновки:

- виконання сучасних екологічних вимог, щодо обов'язкового використання низькосірчистих сортів палива; часті зміни сортів палива; необхідність забезпечення різних температурних режимів використання палива сприяють зниженню моторесурсу паливної апаратури та призводить до підвищення витрат на експлуатацію суден;

- для підвищення надійності деталей паливної апаратури та зменшення енергетичних втрат можливе використання кількох методів: додавання присадок до палива, використання поверхнево-активних речовин, використання ультрадисперсних порошків.

Дані методи складні в експлуатації та їх впровадження на судна морського та внутрішнього водного транспорту є тривалим процесом. Однак, при подальшому розгляді можна знайти варіанти, які будуть економічно вигідні та технічно доцільні.

Література

- [1] Куропятник А.А., Сагин С. В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей. *Автоматизация судовых технических средств: науч. техн. сб.* 2018. Вып. 24. С. 72-80.
- [2] Sagin S.V., Kuropyatnik A.A. Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels. *American Scientific Journal.* 2017. № 15. Iss. 2. P. 67-71.
- [3] Сагин С.В., Перунов Р.В. Способы снижения эмиссии NO_x судовых дизелей, находящихся в эксплуатации. *Судовые энергетические установки: науч. техн. сб.* 2011. № 28. С.54-60.
- [4] Ратайчук О.В., Сагин С.В. Підвищення ефективності процесу наддува судових дизелів. *Суднові енергетичні установки: наук. техн. зб.* 2020. Вип. 41. С. 15-19. DOI: 10.31653/smf341.2020.15-19.

[5] Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskyi Yu.V., Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters. *Nase More: International Journal of Maritime Science & Technology*. 2022. Vol. 69. Iss.1. P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7.

[6] Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines. *Nase More: International Journal of Maritime Science & Technology*. 2018. Vol. 65. № 2. P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3

[7] Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines. *Nase More: International Journal of Maritime Science & Technology*. 2019. Vol. 66. Iss. 1. P. 1-9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>

[8] Мацкевич Д. В., Сагин С. В., Ханмамедов С. А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя. *Судовые энергетические установки: науч. техн. сб.* 2010. Вып. 25. С.109-118.

[9] Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives. *Indian Journal of Science and Technology*. 2016. Vol. 9. Iss. 46. P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

[10] Руснак Д.Ю., Сагин С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвукової десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки : наук.техн. зб. Вип. 40. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 49-54. DOI: 10.31653/smf340.2020.49-54.

[11] Сагин С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів. *Суднові енергетичні установки : наук. техн. зб.* 2018. Вип. 38. С. 132-142.

[12] Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей. *Проблеми техніки: наук. виробн. журнал.* 2011. № 3. С. 78-88.

[13] Сагин С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей. *Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць.* 2019. Вип. 1(58). С. 89-100.

[14] Сагин С.В. Реология моторных масел при режимах пуска и реверса судовых малооборотных дизелей. *Universum: Технические науки.* 2018. Вып. 3(48). С. 67-71.

[15] Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей. *Проблеми техніки: наук. виробн. журнал.* 2011. № 3. С. 78-88.

[16] Заблоцкий Ю.В. Исследование влияния органических покрытий на работу элементов топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей. *Судовые энергетические установки: науч. техн. сб.* 2015. № 35. С. 83-92.

[17] Мацкевич Д.В., Сагин С.В. Влияние медьсодержащих присадок на эксплуатационные свойства моторных масел // Проблеми техніки: наук. виробн. журнал. – 2012. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 18-26.

[18] Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В., Перунов Р.В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей // Проблеми техніки: наук. виробн. журнал. – 2012. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 84-103.

[19] Sagin S.V. Improving the performance parameters of systems fluids. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. 2018. № 7-8. P. 55-59. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59.

[20] Сагин С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів. *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник.* 2021. Вип. 43. С. 69 - 80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

[21] Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels. *Technology Audit and Production Reserves*. – 2021. – № 5 (2(61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

Відомості про авторів

Арсеній Сагин, аспірант кафедри суднових енергетичних установок, Національний університет «Одеська морська академія», Одеса, Україна.



Юрій Заблоцкий, к.т.н., доцент, доцент кафедри суднових енергетичних установок, Національний університет «Одеська морська академія», Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-6207-8802](https://orcid.org/0000-0002-6207-8802).



СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ ВАЛОПРОВОДІВ МАЛОМІРНИХ СУДЕН

Авдюнін Р.Ю.[✉], Хоменко В.С.

Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

упорний підшипник, стенд, електромагніт, ІМП

В основу технічного рішення поставлена задача створення стенда для випробування упорних підшипників, що надає можливість розширити функціональні можливості пристрою. Це дає можливість не тільки виконувати випробування, але одночасно проводити термомагнітну обробку для виробів з високими масо-габаритними характеристиками.

Вступ

Суднові підшипники використовуються для збільшення стійкості до навантажень під час роботи валопроводу. У проміжних валах найчастіше застосовують два суднові опорні підшипники. Для гребного валу використовується підшипник дейдвудного пристрою. Він потрібний не тільки для опори, але і для запобігання попаданню води в корпус судна.

Суднові опорно-упорні підшипники використовуються для передачі корпусу судна осьового зусилля, яке створює рушій. При невеликих діаметрах валів можуть застосовуватися опорно-упорні підшипники кочення. До появи підшипника системи Мічеля (Michell) упорними підшипниками виключно служили або підшипники зі скобами системи Модслея або (для малих суден) підшипники з кільцевими виточками, що складаються з двох половин.

У підшипниках цих систем питомий тиск допускається в межах від 0,3 МПа до 6 МПа і вал обладнаний декількома упорними кільцями. Розроблений Мічелем, на підставі нової теорії змащення, підшипник дав можливість збільшити питомий тиск до 2,5 МПа, внаслідок чого стало можливим встановлювати на валу лише одне кільце, виконуючи конструкцію більш компактною.

У відповідності до умов і цілей експлуатації, підшипники можуть піддаватися випробуванням на експериментальному обладнанні або випробування проводяться за спеціальною методикою. Зазвичай, проведення тестів організується за допомогою уніфікованого устаткування. Разом з тим нерідко застосовуються спеціальні випробувальні стенди, завдяки яким можна

створювати умови експлуатації, наближені до реальних температурних та навантажувальних параметрів.

Актуальність досліджень

До недавнього часу можливість випробування та технології одночасного зняття внутрішніх напружень за допомогою імпульсного магнітного поля (ІМП) в суднових упорних підшипниках не використовувалась.

Завдяки розробленому технічному рішення, що базується на дослідженнях, з'явилася можливість знімати внутрішні напруження великогабаритних виробів суднового машинобудування та при виготовленні і налагодженні високонавантажених конструкцій.

В роботі запропоновано технічне рішення по створенню стенда для випробування упорних підшипників, що надає можливість розширити функціональні можливості пристрою. Таким чином, можна не тільки виконувати випробування, але одночасно проводити термомагнітну обробку для виробів з високими масо-габаритними характеристиками.

Викладення основного матеріалу

Стенди для випробувань підшипників виконують у вигляді підшипникових вузлів з регулюванням частоти обертання вала і навантажень на вал та оснащують вимірювальними засобами. Найбільш поширеними видами приводу стендів є: регульований електродвигун постійного струму у поєднанні з коробкою зміни швидкості і електропривод за системою "генератор-двигун". Для імітації змінних навантажень на

підшипники на стендах застосовують кривошипно-шатунні механізми, гідравлічні циліндри, електромагніти та обертальні неврівноважені маси [1, 2, 3].

Запропоноване технічне рішення належить до галузі суднового машинобудування, зокрема стосується конструкції стендів для випробувань упорних підшипників суднових валопроводів, і може бути використане при виготовленні і налагодженні високонавантажених конструкцій. В основу даного технічного рішення поставлена задача створення стенда для випробувань упорних підшипників, що дозволив би розширити функціональні можливості пристрою, тобто не тільки виконувати випробування, але і термомагнітну обробку одночасно для виробів з високими масо-габаритними показниками.

Поставлена задача вирішується тим, що стенд оснащений вантажопідйомним електромагнітом з фігурними або маятниковими полюсами (рис. 1), який установлений на корпусі упорного підшипника з магнітною рідиною всередині для виконання термомагнітної обробки упорного підшипника в навантаженому стані, з можливістю зняття внутрішніх напружень, а також оснащений токарно-гвинторізним верстатом як фундаментною рамою, причому він оснащений приладом для безконтактного виміру температур на корпусі упорного підшипника - пірометром. Пропонований винахід дозволяє знизити внутрішні напруження в корпусі упорного підшипника. У результаті чого збільшується надійність і ефективність роботи упорного підшипника в цілому і забезпечується електробезпека при вимірі температур у процесі випробувань і одночасної термомагнітної обробки [4].

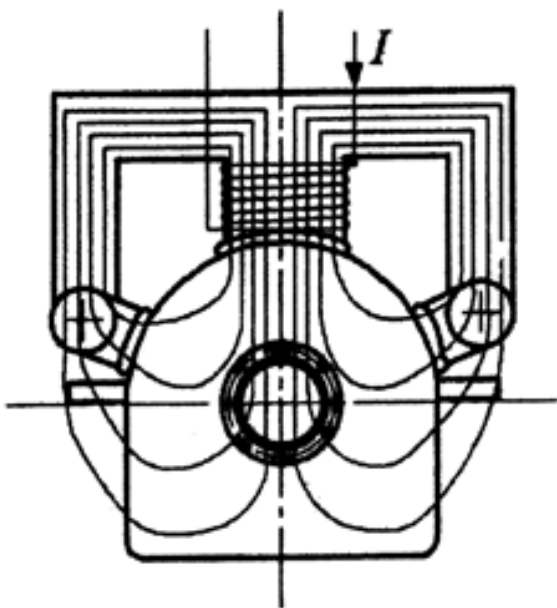


Рисунок 1. Магнітна схема прямокутного вантажопідйомного електромагніта з маятниковими полюсами

Стенд складається (рис. 2) з токарно-гвинторізного верстата 1, на станині якого закріплений корпус 2 упорного підшипника 3 у зборі з упорним валом 4, який за допомогою півмуфти 5 зв'язаний з кулачковим патроном 6, а за допомогою півмуфти 7, підшипника 8, обоими 9 і динамометра 10 зв'язаний із задньою бабкою верстата 1. Причому корпус 2, півмуфта 5 і 7 виконані з немагнітного матеріалу. Стенд містить вантажопідйомний електромагніт 11 з фігурними або маятниковими полюсами і пірометр 12 для безконтактного виміру температур на корпусі 2 упорного підшипника 3.

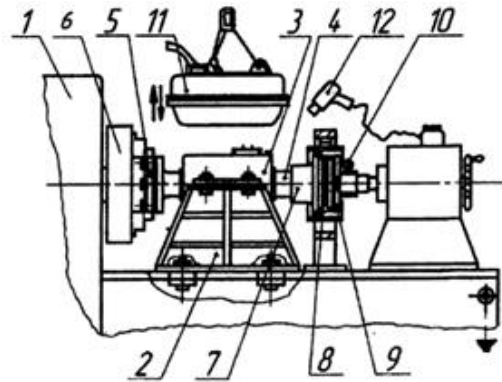


Рисунок 2. Загальний вид стенда для випробувань упорних підшипників

Стенд працює в такий спосіб. Включенням приводу кулачкового патрона 6 верстата 1 здійснюють обертання упорного вала 4, а переміщенням глухого центра задньої бабки верстата 1 здійснюють осьове навантаження упорного вала 4 для передачі навантаження на корпус 2 упорного підшипника 3. Включенням вантажопідйомного електромагніта 11 розташованого на корпусі 2 упорного підшипника 3 виконують термомагнітну обробку упорного підшипника у навантаженому стані. У результаті чого релаксація внутрішніх напружень у корпусі 2 упорного підшипника 3 підсилюється. Одночасно за допомогою пірометра 12 виконується безконтактний вимір температур і визначаються координати теплового перегріву корпусу 2 упорного підшипника 3. [5]

Висновки

В основу запропонованого технічного рішення поставлена задача створення стенда для випробування упорних підшипників, що надає можливість розширити функціональні можливості пристрою, тобто, окрім випробування, одночасно проводити і термомагнітну обробку для виробів з високими масо-габаритними характеристиками

Основні переваги розробки:

1. Одночасне проведення випробування та

термомагнітної обробки виробу в навантажувальному стані з високими масо-габаритними показниками: 2. Зняття внутрішніх напружень в корпусі упорного підшипника, які виникають при виготовленні і посилені робочими навантаженнями, що дає змогу збільшити надійність та ефективність його роботи в цілому

Література

[1] Уваров В.А. Повышение долговечности элементов судового комплекса "двигатель-винт" / Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидат техн. наук - Одесса: ОИИМФ, 1992. - С. 6, С. 9

[2] Машины и стенды для испытания деталей. Под ред. Решетова Д.Н. - М.: Машиностроение, 1979. - С. 214

[3] Авторське свідоцтво СРСР № 1306810, кл. В63Н23/24, від 30.04.1987, Бюл. № 16

[4] Патент на винахід № 122503, Україна, МПК G01M 13/04 (2019.01); C21D 1/04 (2006.01). Стенд для випробування упорних підшипників/ Уваров В.А., Маханько О.В., Андреев А.А., Авдюнін Р.Ю. – Заявл. 25.02.2018; Опубл. 25.11.2020. – Бюл. № 22.

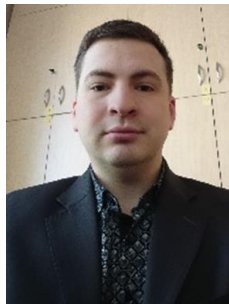
[5] Андреев А.А., Уваров В.А., Маханько О.В. Стенд для випробування упорних підшипників. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : XII Міжнародна науково-технічна конференція : матеріали. – Миколаїв : НУК, 2021. – С. 189-190.

Відомості про авторів

Вікторія Хоменко, викладач кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-5813-6902](https://orcid.org/0000-0001-5813-6902).



Роман Авдюнін, викладач кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-0798-8077](https://orcid.org/0000-0003-0798-8077).



КОМП'ЮТЕРНА ГІДРОМЕХАНІКА НА СЛУЖБІ ВІТРОЕНЕРГЕТИКИ

Редчиць Д.О.^{1✉}, Тарасов С.В.¹, Польовий О.Б.¹, Моїсеєнко С.В.², Акіменко О.В.², Заїка В.О.¹

¹Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Україна

²Херсонський національний технічний університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

числові методи, вітроенергетична установка, ротор Дар'є, ротор Савоніуса, рівняння Нав'є-Стокса, модель турбулентності.

Розглянуто моделі та методи розрахунку аеродинамічних характеристик вертикально-осьових вітроенергетичних установок. Описана роль обчислювальної гідродинаміки в аеродинамічному проектуванні складних систем. Наведено огляд і класифікація пакетів прикладних програм обчислювальної гідродинаміки. Обговорюються результати чисельного моделювання аеродинаміки роторів Дар'є і Савоніуса з двома і трьома лопатями. Для чисельного моделювання аеродинаміки роторів Дар'є і Савоніуса застосовуються рівняння Нав'є-Стокса. При моделюванні турбулентності використовуються диференціальні моделі турбулентності. Представлені результати розрахунку роторів Дар'є і Савоніуса з різною кількістю і геометричними характеристиками лопатей. Виконано аналіз поля течії навколо роторів. Виділено основні стадії формування вихрової структури. Встановлено вплив числа Рейнольдса, коефіцієнтів швидкохідності та заповнення на енергетичні характеристики роторів.

Вступ

До одного з перспективних напрямків підвищення енергетичної безпеки України відноситься вітроенергетика. У найближче десятиліття вітроенергетика може стати конкурентоспроможним джерелом найбільш дешевої електроенергії, що виробляється у промислових масштабах.

Залежно від орієнтації осі обертання стосовно напрямку потоку вітру ВЕУ можна розділити на два основних класи: горизонтально-осьові (ГО) і вертикально-осьові (ВО). Горизонтально-осьовою називається установка, вісь обертання якої збігається з напрямком потоку вітру. У вертикально-осьових ВЕУ вісь перпендикулярна потоку. Найбільш широко розповсюдженими представниками даного класу є ротори Дар'є та Савоніуса.

Зараз основу вітроенергетики становлять ГО ВЕУ. На їхню частку припадає близько 85 % електроенергії, що виробляється. Однією з причин широкого поширення ГО ВЕУ є добре розуміння їхньої аеродинаміки. Це зворотна пропелерна задача, добре відпрацьована з початку ХХ століття. У той же час лопаті ГО ВЕУ мають складний профіль, що приводить до дорогої

технології їхнього виробництва. ГО ВЕУ експлуатуються при досить великих швидкостях вітру, близько 10-15 м/с. Закордонний досвід показує, що при швидкостях вітру $U < 5$ м/с їхня експлуатація стає нерентабельною.

На Україні існує всього два регіони, які задовольняють умовам експлуатації ГО ВЕУ – Карпати та Південь України (Приазов'я та Причорномор'я). Загальний енергетичний вітровий потенціал в Україні – помірний. Тому не можна механічно переносити закордонні розробки на територію України. Це може привести до комерційно провальних проектів. Негативний досвід щодо цього вже є. Тут потрібні раціональні технічні рішення!

На наш погляд, альтернативою для України є вертикально-осьові ВЕУ. До переваг ВО ВЕУ можна віднести: низький поріг робочої швидкості вітру, відсутність механізму орієнтації на вітер, менший рівень експлуатаційних витрат, простота форми лопаті, знижений рівень шуму. За нашими оцінками реальне створення недорогих і надійних ВО ВЕУ, які працюють у рамках помірного вітропотенціалу України. Одна з основних проблем – недостатній рівень розуміння аеродинамічних процесів ВО ВЕУ через їхню малу вивченість.

Ефективність роботи будь-якої ВЕУ визначається коефіцієнтом використання енергії вітру (коефіцієнтом потужності). Результати експериментальних досліджень свідчать, що високими значеннями коефіцієнта потужності володіють швидкохідні ГО ВЕУ пропелерного типу, а також ротори Дар'є з фіксованим і змінюваним кутом установки лопаті. І при належному аеродинамічному проектуванні вертикально-осьові ВЕУ фактично не уступають широко розповсюдженим ГО ВЕУ пропелерного типу.

Очевидно, аеродинаміка відіграє основну роль у роботі ВЕУ. Від продуманості конструювання, оптимізації форм ротора, аеродинамічних якостей поверхонь, що обертаються, залежить ефективність самої ВЕУ. Підвищення потужності ВЕУ та збільшення коефіцієнта використання енергії вітру привели до необхідності урахування взаємного впливу лопатей, поля швидкостей навколо самого ротора і у далекому сліді вітроагрегата. Таким чином, виникла потреба у вивченні процесів формування та розпаду вихорів, а також їхнього впливу на аеродинамічні характеристики ВЕУ.

Актуальність досліджень

При проектуванні ВЕУ варто проводити комплексне дослідження аеродинамічних характеристик лопатей, траверс і ротора в цілому з обліком як нестационарних, так і просторових ефектів. Експериментальна аеродинаміка найчастіше оперує обмеженими обсягами даних. Крім того, натурні експерименти не завжди можливі, як за технічними, так і економічними міркуваннями.

Існуючі методики проектування роторів ВЕУ засновані на напівемпіричних співвідношеннях і на експериментальних даних, що отримані на авіаційних профілях. Такий підхід не дозволяє належним чином урахувати особливості обтікання роторів, крім того, він вимагає проміжних експериментальних досліджень із наступним коректуванням і уточненням розрахункової методики. Це досить дорогий і тривалий шлях еволюції технічних зразків. Цим шляхом йшов розвиток авіації, кораблебудування, турбінобудування.

Головними труднощами в розрахунку нестационарних процесів при обтіканні роторів ВО ВЕУ є ефекти динамічного зриву потоку. Дотепер жодна з відомих спрощених методик не давала можливості адекватно розрахувати аеродинамічні характеристики роторів у цьому випадку.

Сучасні тенденції в проектуванні складної техніки пов'язані із застосуванням повних математичних моделей механіки рідини та газу, заснованих на самих загальних фізичних законах (збереження маси, імпульсу, енергії),

реологічних співвідношеннях, динаміки турбулентних вихорів. Такі моделі є, з математичної точки зору, складними системами нелінійних диференціальних рівнянь, для розв'язання яких потрібне використання потужних обчислювальних комплексів. Для створення таких моделей використовується практично весь апарат вищої математики – аналітична й диференціальна геометрія, математичний аналіз, тензорне вираховування, математична фізика. Розв'язання таких систем створює якісно новий рівень проектування – проведення чисельних експериментів, відтворюючих умови натурних експериментів. Такий підхід є основою порівняно молодій науки – обчислювальної гідродинаміки (Computational Fluid Dynamics – CFD).

Викладення основного матеріалу

На сьогоднішній день обчислювальна гідродинаміка є однією з складовою процесу проектування в багатьох галузях промисловості, що обумовлено меншою вартістю чисельних експериментів у порівнянні з натурними. Основне завдання CFD – відтворення реальних фізичних процесів з максимальним ступенем вірогідності. За рахунок цього вдається глибше зрозуміти процеси, які відбуваються, виробити рекомендації з аеродинамічних форм проектного пристрою, що близькі до оптимального. Подібні розрахунки дозволяють одержати докладні характеристики пристрою задовго до його виготовлення і впровадження, істотно скорочуючи витрати на дорогі продувки в аеродинамічних трубах, які присутні при стандартних методах проектування. Особливою проблемою є комп'ютерна візуалізація даних, необхідна не тільки для одержання окремих характеристик, але й для розуміння загальної картини течії.

Сучасний рівень обчислювальної гідродинаміки орієнтований на використання високопродуктивних суперкомп'ютерних систем зі швидкістю в десятки і сотні терафлоп (*1 Терафлоп – 10^{12} операцій у секунду*). Такі системи встановлені та експлуатуються в США, країнах Західної Європи, Японії, Росії. Українські вчені поки позбавлені таких можливостей.

Необхідність використання настільки потужної комп'ютерної техніки обумовлена тим, що переважна більшість течій, що зустрічаються на практиці, є нестационарними, тривимірними, турбулентними. Приміром, для моделювання однієї секунди польоту винищувача F-16 комп'ютеру потужністю в 1 Терафлоп потрібно близько 1000 років розрахунків. Практичне застосування обчислювальної гідродинаміки, наприклад, вибір оптимальної конфігурації пристрою, вимагає проведення багатьох параметричних досліджень при реальних строках виконання

одиночного розрахунку (не більше 30-50 годин машинного часу). В той же час, ротори ГО та ВО ВЕУ, як і ротор вертольоту, пропелер літака, газові турбіни, є одними із самих важких у плані аеродинамічного розрахунку й проектування. У загальному випадку при моделюванні обтікання роторів ВЕУ необхідно враховувати тривимірні процеси, нестационарність поля течії, в'язкі ефекти, включаючи турбулентність і її великомасштабну частину. У цей час реалізація такого повного підходу доступна лише великим дослідницьким організаціям, що використовують суперкомп'ютери або кластери персональних комп'ютерів і що мають достатній рівень фінансування.

Фахівці Інституту транспортних систем і технологій НАН України «Трансмаг» накопичили досвід розробки й застосування методів обчислювальної гідродинаміки в галузі вітроенергетики. На жаль, реальні розрахунки в цей час обмежені двовимірними (плоскими) течіями. Потужності персональних комп'ютерів або невеликих кластерів (4-20 ПК) поки не дозволяють проводити дослідження обтікання тіл складної конфігурації (повні тривимірні компонування роторів ВО ВЕУ), застосовувати сучасні методи моделювання турбулентності (великомасштабна турбулентність, пряме чисельне моделювання). Відсутність в Україні високопродуктивних комп'ютерних систем приводить до неминучого розриву між рівнем досліджень українських та закордонних вчених в галузі обчислювальних технологій, у реальних можливостях моделювання задач промислового рівня, до залежності від імпортного програмного забезпечення.

Сучасний етап розвитку обчислювальної гідродинаміки характеризується розробкою програмних продуктів, реалізованих у вигляді пакетів прикладних програм. Розвиток обчислювальної гідродинаміки зберігає високі темпи завдяки безперервному вдосконалюванню елементної бази обчислювальної техніки, розширенню парку доступних для аеродинаміків-обчислювачів високопродуктивних комп'ютерів. Сучасні пакети програм, орієнтовані на розв'язок задач обчислювальної гідродинаміки, можна розділити на три групи.

До *першої* групи відносяться науково-прикладні пакети, що розробляються у великих дослідницьких центрах США і країнах західної Європи (NASA-США, ONERA-Франція, DLR-Німеччина, NLR-Нідерланди), а також у корпораціях Boeing, Lockheed та інших. Ці програмні засоби розвивалися протягом декількох десятиліть і призначені, у першу чергу, для розв'язку прикладних задач аерокосмічної промисловості. Вони припускають використання суперкомп'ютерів з масовою розпаралельністю обчислювальних процесів для одержання результатів у

реальні строки. Крім того, як показує огляд наукової літератури, нові підходи до розв'язку рівнянь Нав'є-Стокса, нові моделі турбулентності перед впровадженням у практику відпрацьовуються в рамках даних програмних засобів. На жаль, дані пакети програм є інтелектуальною власністю розроблювачів, і вони, як правило, недоступні для широкого кола дослідників.

До *другої* групи варто віднести комерційні CFD програми, такі як ANSYS, STAR-CD, CFX, FLUENT, FLOW-3D, ACE-U, SolidWorks CFD++ та інші. Як приклад, бюджет ANSYS на 2008 рік становив близько 250 млн. доларів. А вартість однієї ліцензійної копії пакета ANSYS – 600-800 тис. доларів. Крім того, розвиваються комерційні програми, призначені для обслуговування окремих етапів задач CFD: генерація сіток (GridGen, Chimera), візуалізації течій (TecPlot). Ці програмні засоби з'явилися наприкінці 1990-х і початку 2000-х років. Об'єктивною метою комерційних CFD програм є допомога проектувальникам, пов'язаним з розв'язком задач обчислювальної гідродинаміки, які не мають реальних можливостей для розробки власних CFD-пакетів. З погляду апаратних засобів, що застосовуються, комерційні пакети призначені для експлуатації на персональних комп'ютерах або кластерах ПК. Це, у свою чергу, веде до зниження вірогідності одержуваних результатів на користь автоматизації розрахунків, що робить їх використання для розрахунку процесів обтікання ротора ВЕУ проблематичним.

Третю групу становлять CFD програми, які зроблені в університетах і невеликих науково-дослідних центрах практично у всіх розвинених країнах. Колективи співробітників звичайно невеликі (4-10 чоловік учених, аспірантів, програмістів), комп'ютерна техніка різноманітна, залежна від рівня фінансування організації. Саме тут з'являються нові CFD-ідеї, нові моделі турбулентності. Хоча ці пакети уступають пакетам першої та другої групи за універсальністю, науково-дослідні пакети можуть успішно конкурувати при розв'язку окремих, вузькоспеціалізованих задач обчислювальної гідродинаміки.

Авторами статті розроблено спеціалізований CFD-пакет, в якому досягнуто компроміс між необхідними обчислювальними ресурсами і якістю одержуваних результатів. З одного боку, реалізований повний підхід обчислювальної гідродинаміки на основі рівнянь Нав'є-Стокса, включаючи кілька диференціальних моделей турбулентності, а також багатоблочний підхід для опису течій поблизу багатолопастного ротора ВЕУ. З іншого боку, аналіз фізики обтікання ортогональних роторів Дар'є та Савоніуса дозволив звести постановку задачі у двовимірну площину. Це дозволило скоротити обчислювальні витрати без шкоди у вірогідності

чисельного експерименту та довести розрахунок нестационарної течії до 200-300 годин на звичайному персональному комп'ютері.

На основі розробленого програмно-методичного забезпечення проведено чисельне моделювання аеродинаміки роторів Дар'є та Савоніуса із двома та трьома лопатями.

Ротор Дар'є. На рис. 1 наведено реконструкцію (а, б) структури течії при роботі дволопатевого ротора Дар'є на основі натурного (а) і обчислювального (б) експерименту. Для наочності залишено вихори максимальної інтенсивності. Виділено стадії зародження, розвитку та зриву вихорів при різних положеннях лопаті на траєкторії. У цілому картина течії поблизу ротора Дар'є характеризується істотними нестационарними явищами. До них відносяться, у першу чергу, динамічний зрив потоку, утворення складної системи вихорів, підвищення рівня турбулентності в затіненій області, взаємодія вихорів різних розмірів, швидкостей руху й інтенсивності з поверхнями роторів. Отримана картина течії добре узгоджується з наявними експериментальними даними. Встановлено вплив коефіцієнтів швидкохідності та заповнення на енергетичні характеристики ротора Дар'є (рис. 2).

Ротор Савоніуса. За результатами обчислювальних експериментів вдалося змоделювати нестационарне обтікання дво- та трилопатевого ротора Савоніуса турбулентним потоком повітря. Показано, що обертання ротору характеризується квазістационарним режимом обтікання. Виділено основні стадії формування вихрової структури при обертанні ротору (рис. 3). Періодичність у структурі течії навколо ротора Савоніуса спостерігається через 180° і 120° для дволопатевого та трилопатевого ротора відповідно. Візуалізація обтікання виконана за допомогою контурів завихрення. Визначено залежності коефіцієнтів крутильного моменту та потужності від коефіцієнта швидкохідності. У дволопатевого ротора значення енергетичних характеристик вище, ніж у трилопатевого. Отримані результати задовільно узгоджуються з відомими експериментальними даними.

Розроблене програмно-методичне забезпечення, яке дозволяє відтворювати реальні аеродинамічні процеси обтікання роторів Дар'є та Савоніуса, використовується в ІТСТ НАН України та у міжнародній науково-промисловій корпорації «ВЕСТА» для розрахунку та проектування вертикально-осьових ВЕУ середнього (до 500 кВт) і малого (до 50 кВт) класів.

Результати аеродинамічного розрахунку слугують вихідними даними при розрахунку напружено-деформованого стану елементів конструкції ВО ВЕУ (роторів, опорно-поворотних вузлів, елементів трансмісії, включаючи

мультиплікатори), визначення вібрацій, шумових полів, а також при проектуванні спеціалізованих електрогенераторів.

До того ж отримані параметричні залежності коефіцієнту потужності роторів Дар'є та Савоніуса від коефіцієнта швидкохідності для різних коефіцієнтів заповнення та чисел Рейнольдса використовуються для вдосконалювання існуючих інженерних і напівемпіричних методик.

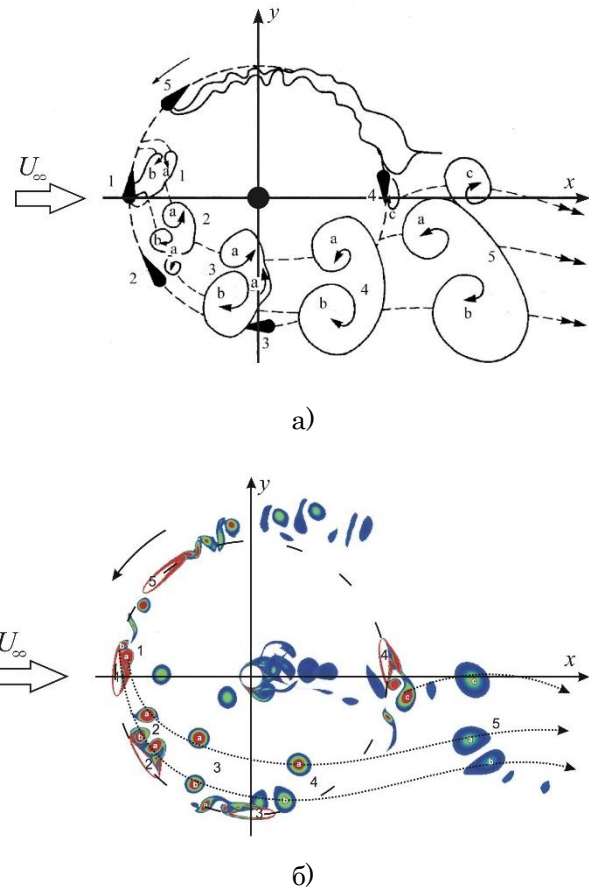


Рисунок 1. Реконструкція (а, б) структури течії при роботі дволопатевого ротора Дар'є на основі натурного (а) і обчислювального (б) експериментів

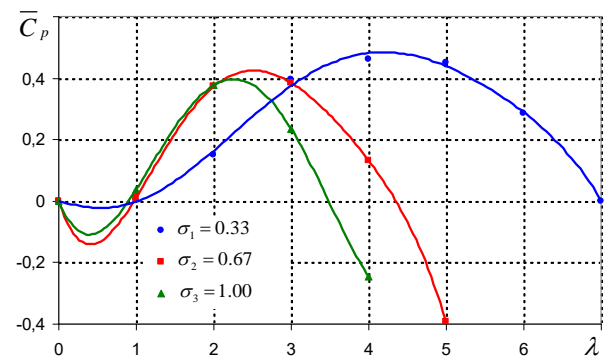


Рисунок 2. Залежність осередненого коефіцієнта потужності \bar{C}_p ротора Дар'є від коефіцієнта швидкохідності λ для різних коефіцієнтів заповнення σ

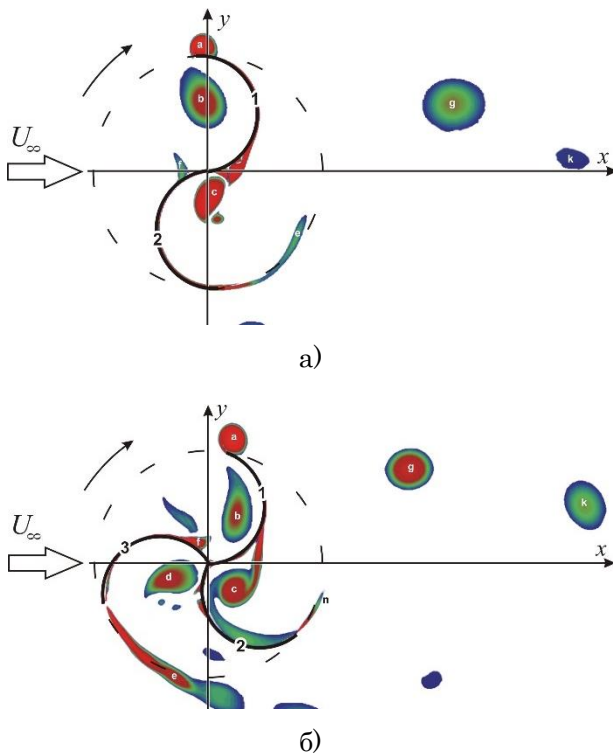


Рисунок 3. Контури завихрення біля дво-(а) і трилопатевого (б) ротора Савоніуса

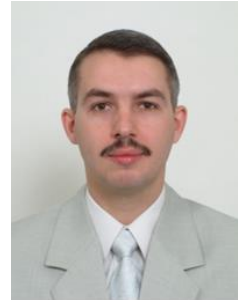
Висновки

Рішення енергетичних проблем в Україні вимагає комплексного підходу як для традиційних (нафта, газ, вугілля, ядерна енергія), так і для нетрадиційних (вітер, сонце, біопаливо) джерел енергії. Саме рішення, а не спекуляції навколо газового вентиля. Вітроенергетика є перспективним напрямком для створення додаткового енергетичного потенціалу України. Тому основним завданням при рішенні даної проблеми повинна бути розробка нових ефективних ВЕУ з урахуванням природно-кліматичних умов України та сучасних науково-технічних досягнень. Розвиток CFD і наявність потужних обчислювальних центрів служить одним із критеріїв, за якими країна відноситься до числа розвинених. Нові комп'ютерні технології дозволяють вирішувати на сучасному рівні економічні, технологічні проблеми, у тому числі й проблеми вітроенергетики.

У програмі ООН розвитку світової енергетики вказано, що в XXI сторіччі розвиненими будуть ті країни, де інтенсивно розвивається вітроенергетика. Очевидно, що розрізненими зусиллями окремих організацій неможливо вийти з існуючої ситуації. Для ефективного розвитку вітроенергетики в Україні необхідно чітке сполучення державної координації зусиль і ініціативних новаторських пропозицій у різних галузях знань (аеродинаміка, міцність, електродинаміка, екологія, будівництво).

Відомості про авторів

Дмитро Редчиць, д.ф.-м.н., с.н.с., заступник директора з науково-організаційної роботи, Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-8538-6026](https://orcid.org/0000-0001-8538-6026).



Сергій Тарасов, к.т.н., с.н.с., заступник директора з науково-технічної роботи, завідувач відділом, Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-9254-1503](https://orcid.org/0000-0002-9254-1503)



Олег Польовий, к.ф.-м.н., с.н.с., Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0009-0001-6756-1078](https://orcid.org/0009-0001-6756-1078).



Світлана Моїсеєнко, к.т.н., доцент, доцент кафедри загальноосвітніх, гуманітарних та природничих дисциплін, Херсонський національний технічний університет, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-5802-3887](https://orcid.org/0000-0001-5802-3887).



Оксана Акіменко, провідний інженер, Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4562-4795](https://orcid.org/0000-0002-4562-4795).



Володимир Заїка, провідний інженер, Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-9872-360X](https://orcid.org/0000-0001-9872-360X).



ОБҐРУНТУВАННЯ ПОТЕНЦІАЛУ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖУВАЧІВ НАДУВНОГО ПОВІТРЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Кузнецов В.В. ✉

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

Дизельний двигун, ефективність, інтенсифікація, охолоджувач надувного повітря, суднова енергетична установка.

Представлені результати математичного моделювання процесів термодинамічного циклу судового двигуна внутрішнього згоряння для обґрунтування потенціалу ефективності охолоджувачів надувного повітря. Порівняльні розрахунки виконані за методиками Гриневецького-Мазінга, Разлейцева Н.Ф. та Вібе М.М. Різниця отриманих результатів не перевищила 12%. Показано, що раціональний потенціал підвищення теплової ефективності складає 0,90...0,94, що призведе до зниження питомої витрати палива на рівні 0,5...0,6%.

Вступ

Однією з умов ефективної експлуатації судових дизельних двигунів є робота в межах раціональної теплової ефективності охолоджувачів надувного повітря (ОНП). Підвищення їх ефективності складають передумови підвищення ефективної роботи усієї енергетичної установки. Рівень теплової ефективності ОНВ сучасних судових дизельних двигунів близький до 0,8 та має потенціалу її підвищення.

Актуальність досліджень

Відомо, що ефективність судових охолоджувачів надувного повітря у значній мірі залежить від кліматичних умов і району експлуатації судна [1].

Аналіз даних по головним малооборотним дизельним двигунам показав, що для умов експлуатації по ISO (тиск зовнішнього повітря 1,0 мбар; температура зовнішнього повітря 25°C; температура охолоджуючої води 25°C) і тропічних умов (температура повітря на вході в турбіну ГТН 45°C; тиск повітря на вході в турбіну ГТН 1,0 мбар; температура забортної води 32°C; відносна вологість 60%) не вище 0,88 [2]. При цьому приведено, що підвищення температури охолодженого надувного повітря на 10°C підвищує витрату палива на 0,41...0,6%, що вказує на недостатню ефективність ОНП при зміні зовнішніх умов експлуатації.

Аналіз даних виробників сучасних охолоджувачів надувного повітря рідиною та результатів досліджень визначив діапазон теплової ефективності ОНВ на рівні 0,78...0,86 [3, 4, 5, 6]

Таким чином, обґрунтування потенціалу ефективності охолоджувачів надувного повітря судових дизельних двигунів з метою підвищення ефективності судових енергетичних установок є актуальною задачею.

Викладення основного матеріалу

Підвищення потенціалу ефективності охолоджувачів надувного повітря запропоновано виконувати шляхом інтенсифікації процесів тепловіддачі зі сторони охолоджуючого повітря.

Метод дослідження – математичне моделювання процесів термодинамічного циклу двигуна внутрішнього згоряння.

Моделювання виконано двома способами – за методикою Гриневецького-Мазінга, реалізованої у програмному середовищі з відкритим кодом на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК імені адмірала Макарова та у on-line сервісі Blitz-PRO [8]. Аналіз виконаний для малооборотного двигуна 6S50ME-B9.3. Вихідні дані для розрахунків прийняті відповідно до [8].

Результати розрахунків представлені на рисунку як залежність питомої витрати палива (g_e) від ефективності охолоджувача надувного повітря ($\eta_{ОНП}$).

За результатами розрахунків також встановлено, що кількість теплоти яка відводиться у зарубашечному просторі циліндру знижується на 2,3...2,5%, з маслом – на 0,6...0,7%, а в охолоджувачі наддувного повітря підвищилась на 5,9...6,1%.

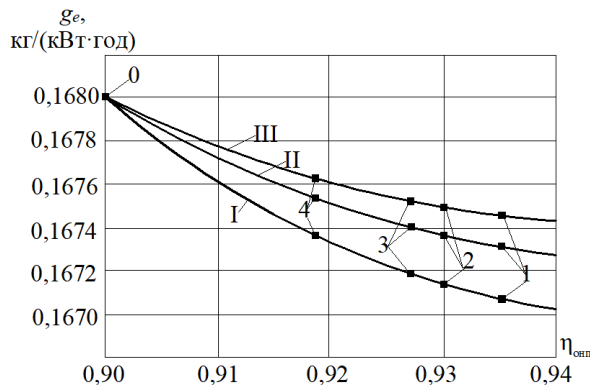


Рисунок 1. Обрешені поверхні тепловіддачі: 1 – плоскоовальні труби з лунковими системами; 2 – еліптичні труби з лунковими системами; 3 – еліптичні труби; 4 – круглі труби зі спірално-стрічковим обрешенням з лунковими системами; 0 – обрешена поверхня нагріву [8]; I – результати, отримані за методикою Гриневецького–Мазінга; II – результати, отримані у on-line сервісі Blitz-PRO за методикою Разлейцева Н.Ф., III – результати, отримані у on-line сервісі Blitz-PRO за методикою Вібе М.М.

Різниця отриманих даних не перевищує 12% і пояснюється різними підходами до моделювання процесів подачі та згоряння палива, тепловіддачі від заряду циліндра, а також особливості завдання вихідних даних.

Висновки

Отримані результати визначили раціональний потенціал підвищення теплової ефективності охолоджувачів наддувного повітря сучасних суднових дизельних двигунів на рівні 0,9...0,94.

Реалізація потенціалу теплової ефективності охолоджувачів наддувного повітря потребує урахування перерозподілу складових теплового балансу дизельного двигуна для отримання знижки питомої витрати палива на рівні 0,5...0,6%.

Література

- [1] Мошенцев Ю.Л., Тимошевский Б.Г., Бао В.Д. Охлаждение наддувочного воздуха с использованием воздушной холодильной машины // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2001. Вып. 23. – С. 90-92
- [2]. Two-Stroke Project Guides. Електронний ресурс. Режим доступу [https://www.man-](https://www.man-es.com/marine/products/planning-tools-and-downloads/project-guides/two-stroke)

[es.com/marine/products/planning-tools-and-downloads/project-guides/two-stroke](https://www.man-es.com/marine/products/planning-tools-and-downloads/project-guides/two-stroke)

[3] New challenges sustainably mastered. CHARGE AIR COOLERS. Електронний ресурс. Режим доступу <https://www.kelvion.com/products/product/charge-air-coolers/>

[4] Charge Air Coolers. Електронний ресурс. Режим доступу <https://ej-bowman.com/downloads/>

[5] Сирота А.А. Исследование влияния температуры наружного воздуха и забортной воды на температуру наддувочного воздуха на входе в цилиндр судовых дизелей // *Наукові праці ЧДУ ім. Петра Могили. Серія «Техногенна безпека»*. – 2009. – № 98 (111). – С. 20-26.;

[6] А.А. Сирота, Н.И. Радченко. Влияние эксплуатационных факторов и системы охлаждения на температуру наддувочного воздуха на входе в цилиндры судовых дизелей // *Двигатели внутреннего сгорания*. - 2013. - №2 – с. 116-119]

[7] Blitz-PRO is the Internal Combustion Engines operating cycle simulation tool. Електронний ресурс. Режим доступу <http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index/ignin>

[8] MAN B&W S50ME-B9.3-TII. Project Guide. Electronically Controlled. Two-stroke Engines with Camshaft Controlled Exhaust Valves. 2014. 302с.

Відомості про авторів

Валерій Кузнецов, к.т.н., доцент кафедри технічної теплофізики і суднових паровиробних установок, Національний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3678-595X](https://orcid.org/0000-0002-3678-595X).



МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕНОСУ ТЕПЛОТИ І МАСИ В СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ

Кузнецов В.В., Шевцов А.П. ✉

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

Інтенсифікація, комплексна ефективність, математична модель, суднова енергетична установка, теплообмінний апарат, теплопередача.

Запропонована математична модель суднової енергетичної установки з теплообмінними апаратами. На її підставі виконане моделювання процесів переносу теплоти і маси в енергетичних установках танкера дедвейтом 45500 т та контейнеровоза дедвейтом 122000 т. Отримано, що завдяки використанню профільованих оребрених поверхонь теплопередачі з лунковими системами на ребрах в охолоджувачах надувного повітря і утилізаційних котлах головних двигунів очікуване підвищення ККД енергетичної установки танкера склало 1,32% зі зниженням індексу EEDI на 1,7% та для контейнеровоза зміна цих показників відповідно склала 2,59 та 2,5%.

Вступ

Підвищення ефективності транспортних та стаціонарних енергетичних установок здійснюється за рахунок вдосконалення процесів перетворення теплоти і маси в їх елементах. Ці процеси визначаються законами термодинаміки, гідрогазодинаміки, тепломасообміну і впливають на ефективний ККД, рівень теплових та шкідливих викидів, ресурс та компактність установок. Істотний вплив на ці показники мають елементи енергетичних установок, в тому числі і їх теплообмінні апарати.

Теплообмінні апарати, як елементи енергетичних установок, по принципу взаємодії з робочим тілом двигуна відносяться до *енергетичних* або *технологічних*. Прикладом енергетичних теплообмінних апаратів є: для дизельних – утилізаційні котли та охолоджувачі надувного повітря; для газотурбінних установок – утилізаційні котли, регенератори, проміжні охолоджувачі повітря, охолоджувачі парціального повітря, нагрівачі-утилізатори повітряних турбінних теплоутилізуючих установок, а технологічних – підігрівачі масла, охолоджувачі води і палива.

Дослідження енергетичних установок з різними теплообмінними апаратами як складних технічних систем раціонально виконувати математичним моделюванням.

Актуальність досліджень

В склад суднової енергетичної установки входять головний та допоміжний двигуни та їх системи з теплообмінними апаратами. Основними тепловими двигунами є дизельні та газотурбінні.

Ефективний ККД головних двигунів суднових енергетичних установок досягає 36...52% [1-7].

Енергетичні установки є джерелом теплових та шкідливих викидів, які обмежуються законодавчими актами ІМО та визначаються індексом EEDI [8].

Сучасний стан підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів та зменшення теплових і шкідливих викидів відпрацьованих газів в судновій енергетиці, обґрунтовує актуальність вдосконалення енергетичних установок шляхом інтенсифікації процесів переносу теплоти і маси в їх теплообмінних апаратах та створення на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками

Викладення основного матеріалу

Блок-схема математичної моделі енергетичної установки складається з процедур «Головний двигун», «Енергетичний теплообмінний апарат», «Технологічний теплообмінний апарат», «Показники ефективності ЕУ», «Інтегральний коефіцієнт ефективності» (рис. 1).

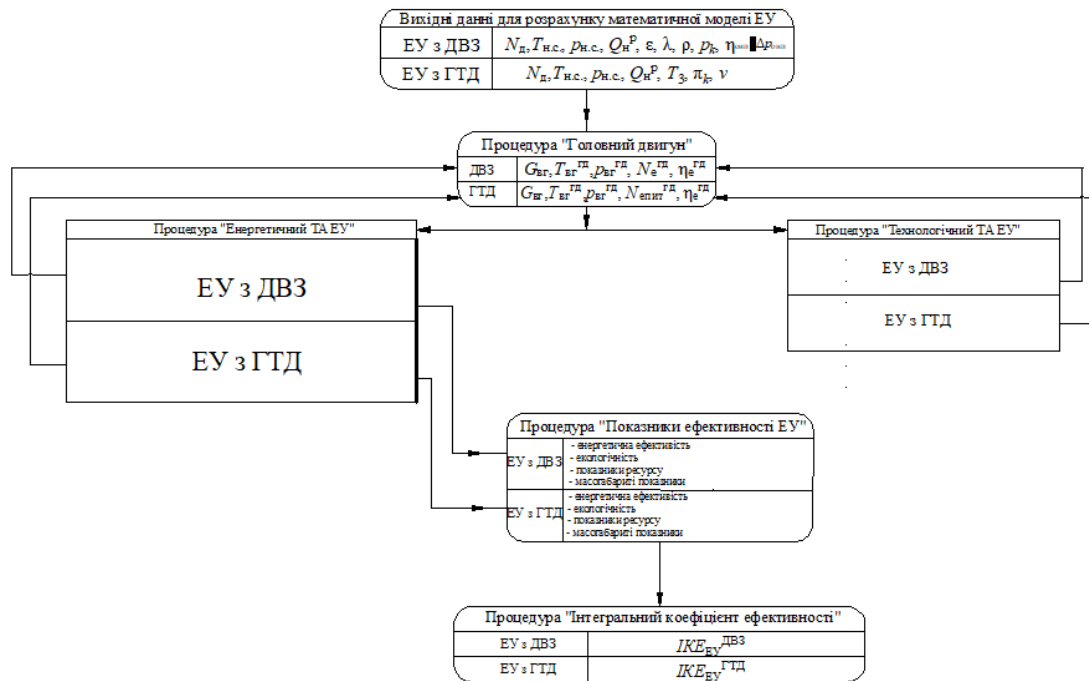


Рисунок 1. Блок-схема математичної моделі енергетичної установки з теплообмінними апаратами

Процедура «Головний двигун» реалізує процеси термодинамічних циклів двигуна внутрішнього згоряння і газотурбінного двигуна [9-13].

Процедури енергетичний та технологічний теплообмінні апарати (рис.2) реалізуються послідовно на рівнях:

«Енергетичний теплообмінний апарат енергетичної установки»:

I – теплопередавальна поверхня теплообмінного апарату як елемент підсистеми;

II – теплообмінний апарат як підсистема конструктивних елементів;

III – теплообмінний апарат як елемент енергетичної установки.

Перші два рівня реалізуються методами обчислювальної гідродинаміки [14-16], третій – термодинамічним розрахунком складного циклу енергетичної установки;

«Технологічний теплообмінний апарат»:

I – теплопередавальна поверхня теплообмінного апарату як елемент підсистеми;

II – теплообмінний апарат як підсистема конструктивних елементів;

III – теплообмінний апарат як елемент систем охолодження і змашування.

Процедура «Показники ефективності ЕУ» визначає значення для енергетичної ефективності – ККД, питомої витрати палива,

екологічності – теплові та шкідливі (оксидів вуглецю та азоту) викиди, ресурсу та масогабаритних показників [17,18].

Процедура «Інтегральний коефіцієнт ефективності» розраховує комплексний інтегральний показник ефективності енергетичної установки [19, 20].

Розроблена математична модель використана для обґрунтування підвищення ККД енергетичної установки танкера дедвейтом 45500 т з головним двигуном MAN B&W 6S50ME-B9.3 та контейнеровоза дедвейтом 122000 т з головним двигуном MAN B&W 12S90ME-C9.2. Для використання в якості теплопередавальних поверхонь охолоджувачів надувного повітря і утилізаційних котлів запропоновані пучки труб, що мають еліптичну форму з плоским орєбренням прямокутної форми і лунковими системами на ребрах сталого перерізу товщиною $\delta=0,001$ м та співвідношеннями $H/d=0,1...0,3$; $S_1/d_{екв}=2,64...2,67$; $S_2/d_{екв}=1,36...1,39$; $(S_1/d_{екв})/(S_2/d_{екв})=1,92...1,94$, де H – висота лунки, м; d – діаметр лунки, м; S_1 та S_2 – поперечний та повздовжній кроки труб у пучку відповідно; $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр труб, м. Результати отримані за умови сталості ресурсу та масогабаритних показників.

Отримано, що для танкера завдяки збільшенню паропродуктивності утилізаційного котла і відповідної економії палива допоміжним котлом очікуване підвищення ККД енергетичної установки склало 1,32% зі зниженням індексу EEDI на 1,7%.

Процедура "Енергетичний ТА ЕУ"				
Е У	ТА як елемент системи ЕУ	$\Delta p_{\text{отп}}^{\text{ЕУ}}$	Охолоджувач наддувного повітря ДВЗ	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{отп}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{отп}}, T_{\text{п}}$
		$\Delta p_{\text{уп.к}}^{\text{ЕУ}}$	Утилізаційний котел паровий	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{уп.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{уп.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{уп.к}}$
		$\Delta p_{\text{ув.к}}^{\text{ЕУ}}$	Утилізаційний котел водогрійний	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{ув.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{ув.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{ув.к}}$
З	ТА як підсистема конструктивних елементів	$\Delta p_{\text{отп}}^{\text{кв}}$	Охолоджувач наддувного повітря ДВЗ	$M_{\text{отп}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{кв отп}}, T_{\text{вг}}^{\text{кв отп}}$
		$\Delta p_{\text{уп.к}}^{\text{кв}}$	Утилізаційний котел паровий	$M_{\text{уп.к}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{кв уп.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{кв уп.к}}$
		$\Delta p_{\text{ув.к}}^{\text{кв}}$	Утилізаційний котел водогрійний	$M_{\text{ув.к}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{кв ув.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{кв ув.к}}$
Д В З	Теплопередавальна поверхня ТА як елемент підсистеми	$\Delta p_{\text{отп}}^{\text{тп}}, \eta_{\text{отп}}^{\text{тп}}$	Охолоджувач наддувного повітря ДВЗ	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп отп}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп отп}}$
		$\Delta p_{\text{уп.к}}^{\text{тп}}, \eta_{\text{уп.к}}^{\text{тп}}$	Утилізаційний котел паровий	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп уп.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп уп.к}}$
		$\Delta p_{\text{ув.к}}^{\text{тп}}, \eta_{\text{ув.к}}^{\text{тп}}$	Утилізаційний котел водогрійний	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп ув.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп ув.к}}$

а

Процедура "Енергетичний ТА ЕУ"				
Е У	ТА як елемент системи ЕУ	$v_{\text{пр}}^{\text{ЕУ}}$	Регенератор	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{пр}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{пр}}, T_{\text{вг}}^{\text{пр}}$
		$\Delta p_{\text{уп.к}}^{\text{ЕУ}}$	Утилізаційний котел паровий	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{уп.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{уп.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{уп.к}}$
		$\Delta p_{\text{ув.к}}^{\text{ЕУ}}$	Утилізаційний котел водогрійний	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{ув.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{ув.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{ув.к}}$
		$v_{\text{по}}^{\text{ЕУ}}$	Промжний охолоджувач повітря у процесі підвищення тиску	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{по}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{по}}$
		$v_{\text{ну}}^{\text{ЕУ}}$	Нагрівач-утилізатор	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{ну}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{ну}}$
		$\Delta p_{\text{ано}}^{\text{ЕУ}}$	Апарати повітряного охолодження	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{ано}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{ано}}$
		З Г Д	ТА як підсистема конструктивних елементів	$v_{\text{пр}}^{\text{кв}}$
$\Delta p_{\text{уп.к}}^{\text{кв}}$	Утилізаційний котел паровий			$M_{\text{уп.к}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{кв уп.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{кв уп.к}}$
$\Delta p_{\text{ув.к}}^{\text{кв}}$	Утилізаційний котел водогрійний			$M_{\text{ув.к}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{кв ув.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{кв ув.к}}$
$v_{\text{по}}^{\text{кв}}$	Промжний охолоджувач повітря у процесі підвищення тиску			$M_{\text{по}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{кв по}}, T_{\text{вг}}^{\text{кв по}}$
$v_{\text{ну}}^{\text{кв}}$	Нагрівач-утилізатор			$M_{\text{ну}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{кв ну}}, T_{\text{вг}}^{\text{кв ну}}$
$\Delta p_{\text{ано}}^{\text{кв}}$	Апарати повітряного охолодження			$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{кв ано}}$
Теплопередавальна поверхня ТА як елемент підсистеми	$v_{\text{пр}}^{\text{тп}}, \eta_{\text{пр}}^{\text{тп}}$			Регенератор
	$\Delta p_{\text{уп.к}}^{\text{тп}}, \eta_{\text{уп.к}}^{\text{тп}}$	Утилізаційний котел паровий	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп уп.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп уп.к}}$	
	$\Delta p_{\text{ув.к}}^{\text{тп}}, \eta_{\text{ув.к}}^{\text{тп}}$	Утилізаційний котел водогрійний	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп ув.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп ув.к}}$	
	$v_{\text{по}}^{\text{тп}}, \Delta_{\text{о}}$	Промжний охолоджувач повітря у процесі підвищення тиску	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп по}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп по}}$	
	$v_{\text{ну}}^{\text{тп}}$	Нагрівач-утилізатор	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп ну}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп ну}}$	
	$\Delta p_{\text{ано}}^{\text{тп}}$	Апарати повітряного охолодження	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп ано}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп ано}}$	

б

Рисунок 2. Процедура «Енергетичний теплообмінний апарат» для енергетичної установки з двигунами внутрішнього згоряння: а) з ДВЗ; б) з ГТД

Очікуване зниження ККД енергетичної установки контейнеровоза склало 2,59% при зниженні індексу EEDI на 2,5%.

Висновки

За допомогою розробленої математичної моделі для суднових енергетичних установок з теплообмінними апаратами обґрунтована можливість підвищення їх ККД та зниження індексу EEDI завдяки використанню профільованих оребрених поверхонь теплопередачі з лунковими системами на ребрах.

Розроблена модель має можливість комплексної оцінки показників економічної

ефективності, екологічності, ресурсу та масогабаритних енергетичних установок на підставі інтегрального коефіцієнту ефективності, що є одним з напрямків подальших досліджень.

Література

[1] ДП НВКГ «Зоря»- «Машпроект»: [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://zmturbines.com/ru/serial-production/engines/>.

[2] MT30 Marine Gas Turbine. [Електронний ресурс] / Режим доступу www.rolls-royce.com/products-and-services/defence/naval/gas-turbines/mt30-marine-gas-turbine.aspx

[3] Marine engine programme. MAN Energy Solutions 2015-2020 [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://www.man-es.com/marine/products/planning-tools-and-downloads/marine-engine-programme>.

[4] Marine Diesel Engines and Generator Sets. [Електронний ресурс] / Режим доступу https://www.cat.com/en_US/by-industry/marine.html.

[5] Engines for commercial marine [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://www.mtu-solutions.com/au/en/applications/commercial-marine/commercial-marine-solutions.html>

[6] RTA and RT-flex low-speed engines [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/rt-a-and-rt-flex-low-speed-engines>

[7] Marine Engine [Електронний ресурс] / Режим доступу http://www.hyundai-engine.com/engine/engine02_01.asp

[8] IMO, 2014. Guidelines on the method of calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships. MEPC.245(66). MEPC 66/21/Add.1 p:1. [Електронний ресурс] / Режим доступу <http://www.imo.org/en/OurWorkEnvironment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/Air20pollution/MEPC.308287329.pdf>.

[9] Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания. – ЧПИ, Челябинск, 1974. 246с.

[10] Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища школа, Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. – 169 с.

[11] Судовые двигатели внутреннего сгорания / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344с.

[12] Сорока, Я.Х. Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей / Я.Х. Сорока. – Л.: Судостроение, 1982. 112 с.

[13] Романовський, Г.Ф. Теоретичні основи проектування судових газотурбінних агрегатів: / Г.Ф. Романовський, М.В. Ващиленко, С.І. Сербін – Миколаїв, 2003. 304 с.

[14] Кузнецов В.В. Исследование теплообмена в пучках профилированных труб / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Восточно - Европейский журнал передовых технологий 4/6(40), 2009. – С.44–47.

[15] Кузнецов В.В. Оценка теплогидравлической эффективности профилирования оребренных поверхностей судовых утилизационных

котлов// В.В. Кузнецов, Г.В. Кузнецов// Судостроение и Морская инфраструктура. 2018, №2, с.245-251

[16] Kuznetsov V. V. Justification of efficiency of plain shaped heat exchange surfaces to increase the compactness of power plants / V.V. Kuznetsov/ Eastern-European Journal of Enterprise Technologies 6/8 (108) 2020 p.17-27

[17] Кузнецов В.В. Повышение теплогидравлической эффективности и компактности судовых утилизационных котлов / В.В. Кузнецов// Матеріали XII МНПК «СЕУТТОО», м. Херсон, ХДМА, 2021, с.135-139.

[18] Кузнецов В.В. Розвиток науково-технічних основ підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах / В.В. Кузнецов// Матеріали XII МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2021. С.30-32

[19] Кузнецов В.В. Інтегральна оцінка ефективності судових енергетичних установок з урахуванням теплообмінних апаратів/ В.В. Кузнецов// Матеріали XII МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2021. С.617-619

[20] Кузнецов В.В. Підвищення ефективності і компактності судових енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі і їх елементах /В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали Х МНТК «Суднова енергетика: стан та проблеми», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2021. С.214-217.

Відомості про авторів

Валерій Кузнецов,

к.т.н., доцент кафедри технічної теплофізики і судових паровиробних установок, Національний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3678-595X](https://orcid.org/0000-0002-3678-595X).



Анатолій Шевцов,

д.т.н., професор, професор ННЦМІ МННІ, Національний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8692-6458](https://orcid.org/0000-0002-8692-6458).



ОЦІНКА ЗАБРУДНЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМ ПОВІТРЯЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Кузнецова С.А.[✉], Кузнецов В.В., Шевцов А.П.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

Відмова, компресор, охолоджувач, ресивер, турбонагнітач, фільтр.

Представлене обґрунтування періодичності очисток в умовах невизначеності різних частин газовипускного і повітряного трактів та їх рівнів забруднення, необхідне для їх виключення та забезпечення ефективної експлуатації суднових дизельних енергетичних установок. Це вирішується завдяки математичному моделюванню процесів забруднення поверхонь частин газовипускного і повітряного трактів шляхом сепарації часточок рідинного та твердого складу із повітря з урахуванням відповідних змін гідравлічного та термічного опорів поверхонь елементів систем.

Вступ

Покращення систем повітрязабезпечення суднових дизельних енергетичних установок неможливо без поліпшення умов експлуатації та визначення причин зміни їх характеристик за результатами забруднення частин газовипускного і повітряного трактів.

Забруднення частин газовипускного і повітряного трактів підвищує їх гідравлічний опір та приводить к зниженню ефективності газотурбонагнітача і охолоджувача надувного повітря з послідовним підвищенням рівня теплової напруженості дизеля та зменшення запасу газотурбонагнітача по помпажу.

Згідно Правил технічної експлуатації суднових технічних засобів для уникнення відмов від забруднення частин газовипускного і повітряного трактів достатньо підтримувати чистоту проточних частин цих елементів.

Різний рівень забруднення вимагає різних умов очистки окремих елементів для виключення їх відмов та забезпечення ефективної експлуатації суднових дизельних енергетичних установок.

Актуальність досліджень

Ефективність систем повітрязабезпечення суднових дизельних енергетичних установок залежить від кліматичних умов і району експлуатації судна.

Для запобігання збільшенню опору фільтрів, їх необхідно промивати та чистити не менш ніж один раз у неділю, а при підвищеному запиленні, вологості та насиченні парами масла повітря періодичність повинно бути збільшено.

Промивка проточної частини робочого колеса компресора та напрямного апарату водою або миючими речовинами без розбирання газотурбонагнітача за необхідністю можливо здійснювати і на ходу.

Забруднення охолоджувача надувного повітря, в залежності від його розташування за турбокомпресором та наявності механічного нагнітача видаляють шляхом промивки один раз у півтора–два роки експлуатації [1].

В той же час при такому технічному обслуговуванні має місце поява помпажу газотурбонагнітача, підвищення температури повітря за його охолоджувачем й відкази працездатності системи повітрязабезпечення.

Таким чином, обґрунтування періодичності очисток в умовах невизначеності різних частин газовипускного і повітряного трактів є запитом практики та актуальним завданням, що потребує вирішення.

Викладення основного матеріалу

Основними елементами ділянки газовипускного тракту є випускні вікна, запобіжна решітка турбіни, сопловий апарат, лопатки турбін. До елементів ділянки повітряного тракту

відносяться повітряний фільтр газотурбонагнітача, проточні частини компресора, охолоджувач надувного повітря, продувний ресивер та вівна подачі повітря.

Обґрунтування періодичності очисток в умовах невизначеності різних частин газовипускного і повітряного трактів запропоновано виконувати шляхом оцінки надійності та ризику завдяки аналізу частоти відмов, наслідків визначених подій забруднення та невизначеності результатів.

Запропонований підхід ґрунтується на використанні положень параметричної теорії функціонування складних механічних систем, у тому числі і систем енергетичних установок та є спробою ввести при отриманні кількісних оцінок впливу забруднення на показники надійності та ризику фізичних явищ сепарації та зміни опору частин газовипускного і повітряного трактів, що приводять до порушення вимогам експлуатації, відмовам та аваріям [2,3].

Метод дослідження – математичне моделювання процесів забруднення поверхонь частин газовипускного і повітряного трактів завдяки сепарації часточок рідинного та твердого складу із повітря з відповідними змінами гідравлічного та термічного опорів поверхонь.

Критерієм надійності частин газовипускного і повітряного трактів прийнято вірогідність безвідмовної роботи на протязі заданого інтервалу часу (наприклад, інтервалу між очистками і мийками за умов дотримання допустимої величина розрядження на фільтрі до 1%, 15% запасу до межі помпажу та 10% підвищення термічного опору поверхонь охолоджувача надувного повітря).

Методом оцінки надійності прийнято метод дерева невідповідності призначеним умовам експлуатації для турбіни, фільтра, компресора і охолоджувача. За характеристиками надійності цих елементів – інтервалу між очистками визначається ризик відмови системи повітрязабезпечення в цілому як вірогідність того, що кінцева подія – порушення норм експлуатації наступить в момент часу t . В силу припущення незалежності вихідних подій, принципу одиночності відмови та логіки побудови дерева відмов, вірогідність наступу кінцевої події, що пов'язані логічним оператором «І», дорівнює добутку вірогідностей Pr_j події при $j = 1, 2, \dots, n$:

$$Pr_i = \prod Pr_{j_i},$$

а залежність вірогідності "або" наступу події $Pr_{\text{або}}$, при $j = 1, 2, \dots, n_i$, де n_i може приймати значення від 1 до N , визначається за формулою:

$$Pr_{\text{або}} = 1 - \prod Pr_{j_i}.$$

За результатами експлуатації суднових дизельних енергетичних установок, досвіду експертних обстежень, встановлено, що ступень впливу пошкоджень або відмови окремого елемента системи повітрязабезпечення на безпечність системи різна, навіть при однотипних по конструктивному виконанню газотурбонагнітачів.

Якщо під N мають на увазі якийсь з факторів – перепад тиску, запас по помпажу або підвищення термічного опору в елементі системи, що розраховується, то загальний вплив N на ризик експлуатації можливо представити в вигляді функції густини розподілу.

Аналіз функцій густини розподілу суттєвих факторів у розрахунковому елементі показує, що є можливість виділити зону, яка характеризується факторами N і вірогідністю їх появи вище допустимого, та, відповідно, при наявності відхилень, що визначають появу $N > [N]$ та з вірогідністю $p(N > [N]) > [p]$ є реальна небезпека виникнення небажаної (аварійної) події. Використав розрахункові або експериментальні результати густини розподілу факторів N , визначається вірогідність знаходження величини N в інтервалі від $[N]$ до $N[p]$:

$$pN = \int f(N) dN.$$

Таким чином, задача оцінки ризику експлуатації обладнання системи повітрязабезпечення суднових дизельних енергетичних установок з використанням функції густини розподілу $f(N)$ вірогідної величині суттєвого фактору N , після підтвердження закону розподілу, задається за допомогою розрахованих статистичних характеристик. Для спрощення, можливо використати статистичні данні експлуатації.

Результати розрахунків відносяться до двох варіантів, коли стан обладнання сталий і відповідає заданим умовам експлуатації – надійність дорівнює 1, і коли виникає ризик відмови.

В першому варіанті густина розподілу вірогідності від $fP(p)$ – перепаду тиску на фільтрі, $fR(p)$ – підвищення термічного опору охолоджувача і $fR(p)$ – запасу по помпажу не пересікаються. В цьому випадку надійність системи $N_{\text{ад}}$ можливо представити в вигляді:

$$N_{\text{ад}} = \int f(p) dp = 1,$$

що означає абсолютну надійність системи та вірогідність її відмови (аварії) $Q_0 = 0$.

Умова, коли щільності розподілу не пересікаються свідчить про їх незалежність, що є абстрактним випадком і має сенс для теорії.

На практиці більш реальним є другий випадок, коли процеси окремих елементів залежні та

їх густина розподілу вірогідності мають загальні зони ω_1 , ω_2 та ω_3 .

$$\omega_1 = 1 - \int fP(p)dp;$$

$$\omega_2 = 1 - \int fRt(p)dp;$$

$$\omega_3 = 1 - \int fR(p)dp.$$

Виходячи з принципу, що найбільша можлива або, гранична величина відмови повинна бути менше або рівною найменшій розрахунковій величині, то відмову системи з урахуванням вище наведених умов і фактору часу можливо представити в вигляді:

$$Q_{\text{цв}} = 1 - (1 - \omega_1) \cdot (1 - \omega_2) \cdot (1 - \omega_3)$$

В якості об'єктів аналізу, в наданій математичній моделі розрахунку показників надійності при забрудненні систем повітрязабезпечення суднових дизельних енергетичних установок, прийнято наступне механічне обладнання: фільтр, турбокомпресор, охолоджувач повітря.

Визначення характеристик надійності системи повітрязабезпечення починається з визначення коефіцієнту готовності Kr , котрий згідно умовам Правил технічної експлуатації суднових технічних засобів повинен бути не менш 0,99. Kr – це вірогідність того, що система буде працездатною в довільно визначений момент часу в проміжках між технічного обслуговування. У випадку сталого режиму експлуатації:

$$Kr_{\text{роз}} = T / (T + T_B)$$

тобто, відношення середньої напрацювання на відмову T , щодо до раптових відмов, що не потребують значних витрат на відновлення працездатного стану, до суми середнього напрацювання на відмову і часу повернення системи в працездатний стан (час поновлення після відмови) T_B .

За результатами розрахунків встановлено що:

- для гранично допустимої величина розрядження на фільтрі 100 мм вод. ст. в залежності від вихідних показників дисперсного складу часток, що забруднюють повітря під час наробітки на відмову складає від 100 до 200 годин, що погоджується з терміном між очистками;

- сепарація часток, що забруднюють повітря, на поверхні його охолоджувача за експоненціальною залежністю впродовж 9000-14000 годин за умови рівномірного покриття становить від 0,05мм до 0,1 мм;

- підвищення термічного опору поверхонь охолоджувача надувного повітря в таких умовах

при значеннях коефіцієнту теплопровідності забруднювача від 0,1 до 0,2 Вт/(м К) не перевищує 10%.

Висновки

Зменшення відмов працездатності ділянки повітряного тракту системи повітрязабезпечення при забрудненні її елементів на самперед досягається технічним обслуговуванням повітряного фільтру газотурбоагнітача за гранично допустимою величиною розрядження, що може забезпечити експлуатацію компресора та охолоджувача надувного повітря на термін, що складає до 40 періодів очистки фільтру.

Забруднення теплопередавальної поверхні охолоджувача надувного повітря за термін до 10000 годин не перевищує 10% підвищення термічного опору та значно не змінює форму теплопередавальної поверхні, що не впливає на інтенсивність теплопередачі.

Використання запропонованого методу для оцінки умов експлуатації турбокомпресора потребує додаткової інформації про забруднення проточних частин турбіни і компресора щодо визначення функції густини розподілу ризику їх експлуатації.

Література

[1] Канталинский В. Предупреждение отказов систем воздухообеспечения судовых дизелей. //Zeszyty Naukowe NR 5(77) Akademii Morskiej W Szczecinie. Obslugiwanie Maszyn I Urzadzen Okretowych. OM I UO. 2005. p. 293-301

[2] Дмитрюк, Г.Н. Надежность механических систем / Г.Н. Дмитрюк, И.Б. Пясик. – М. – Машиностроение. – 1966. – 183 с.

[3] Гражданкин, А.И. Основные показатели риска аварии в терминах теории вероятностей / А.И. Гражданкин, Д.В. Дегтярев, М.В. Лисанов, А.С. Печеркин // Безопасность труда в промышленности. – М. – 2002. – №7. – С. 35 - 39.

Відомості про авторів

Світлана Кузнецова,

к.т.н., доцент, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-0823-0583](https://orcid.org/0000-0003-0823-0583).



Валерій Кузнецов,
к.т.н., доцент кафедри технічної теплофізики і суднових паровиробних установок, Національний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3678-595X](https://orcid.org/0000-0002-3678-595X).



Анатолій Шевцов,
д.т.н., професор, професор ННЦМІ МННІ, Національний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8692-6458](https://orcid.org/0000-0002-8692-6458).



ВПЛИВ КУТА НАХИЛУ ЖАЛЮЗІ ГАЗОПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖУВАЧА НА ТЕПЛОВІ ТА ЕКОЛОГІЧНО НЕБЕЗПЕЧНІ ВИКИДИ ДИЗЕЛЬНИХ УСТАНОВОК

Кузнецова С.А.^{1✉}, Волошин А.Ю.², Коробейнікова Н.В.¹

¹Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

²Державне підприємство «Дослідно-проектний центр кораблебудування», Україна

Анотація

Ключові слова:

газоповітряний охолоджувач, жалюзі, кут нахилу, суднова дизельна установка, теплові викиди, шкідливі речовини

Наведено оцінку ефективності зниження теплових викидів та рівня шкідливих речовин при зміні кута нахилу жалюзі кожуху димової труби у газоповітряних охолоджувачах відпрацьованих газів суднових дизельних установок. Досліджено кути нахилу -45 та -60° та їх комбінацію

Вступ

Під час експлуатації дизельних установок, що працюють у зонах зі швидкістю вітру навколишнього середовища 5 м/с та менше, спостерігаються певні проблеми з розсіюванням газів. Прикладом є установки паромів. Особливо це стосується дизель-генераторів, що працюють і під час стоянок. Тому пропонується застосування охолоджувачів повітря ежекційного типу для поліпшення розсіювання та зниження температури та концентрації шкідливих речовин у газах, що надходять у атмосферу. Ефективність застосування таких елементів, що мають стандартний кут нахилу жалюзі 45° доведено у [1].

Актуальність досліджень

Введення нових вимог по викидах згідно додатку 6 МАРПОЛ-73/78 ставить задачу їх зниження при реалізації в обмеженому просторі машинного відділення. Частково вирішує цю проблему застосування рециркуляції у двигунах, але це призводить до додаткового підвищення температури газів [2, 3, 4]. Газоповітряні охолоджувачі відпрацьованих газів є додатковим засобом зниження негативного впливу енергетичної установки на навколишнє середовище, але необхідні додаткові дослідження ефективності їх роботи в залежності від кута нахилу жалюзі. Це обумовлює актуальність представленої роботи.

Викладення основного матеріалу

Мета роботи – визначення зниження рівня температур та шкідливих речовин у газоповітряних охолоджувачах відпрацьованих газів судових дизельних установок в залежності від кута

нахилу жалюзі.

Об'єкт дослідження – процеси руху та переміщення відпрацьованих газів від головного двигуна та дизель-генераторів та повітря, що ежектується, у газоповітряних охолоджувачах через жалюзійні вікна, *предмет* – рівень зниження шкідливих речовин та температур в залежності від кута нахилу жалюзі.

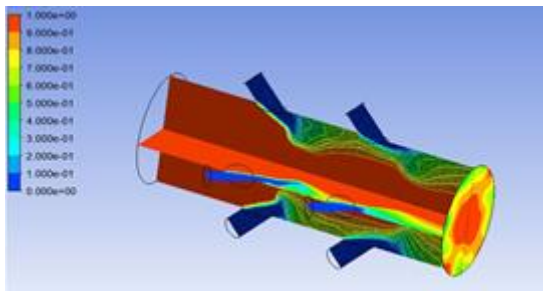
Для досягнення поставленої мети досліджено зміну кута до 60° та розглянуто можливість розташування вікон з чотирьох сторін кожуха охолоджувача з метою збільшення повітря, що надходить.

Валідація використаних математичних моделей та програмного забезпечення представлена у роботах [1, 5].

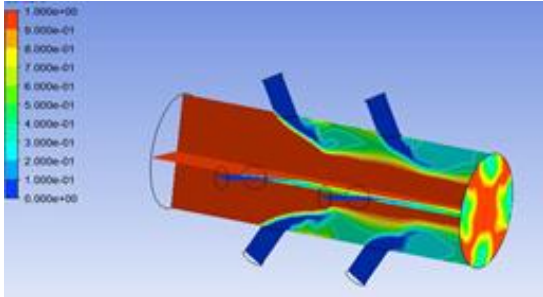
Дослідження виконані на прикладі одночасної роботи одного МаК 9М43С в якості елемента пропульсивної установки та двох МаК 6М20С, що є двигунами ДГ [6, 7]. Оцінка рівня зміни концентрації відпрацьованих газів представлена на рис.1, а температур має схожий вид. Для всіх трьох випадків швидкості руху газів та інші характеристики робочих речовин були однаковими, з урахуванням [6, 7]

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити наступні висновки при розташуванні жалюзі по чотирьом сторонам.

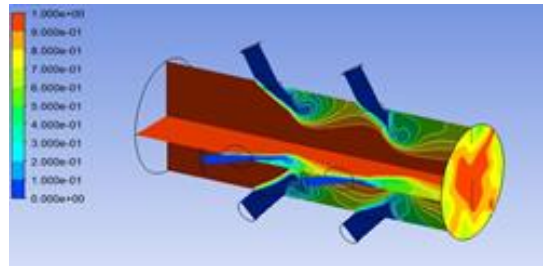
При усіх кутах у 45° середня температура у поперечному перерізі на виході складає -283°C , при початковому значення 319°C , а середня масова частка екологічно небезпечних елементів – $0,85$ при початковій $1,0$



а



б



в

Рисунок 1. Оцінка зміни рівня екологічно небезпечних викидів у відпрацьованих газів в залежності від кута нахилу жалюзі:
а – $\alpha=\beta=45^\circ$; ; б – $\alpha=\beta=60^\circ$; в – $\alpha=60^\circ$, а $\beta=45^\circ$

При порівнянні схем, за базову обрано усі однакові кути по 45° (рис 1.а). При збільшенні кутів до 60° (рис 1. б) спостерігається зменшення «плями» максимального значення відповідних характеристик на 19...20 % абс. для шкідливих речовин, а для температур – 23-25% абс., тобто розсіювання поліпшується. При збільшенні кута жалюзійних вікон чітко вирисовується зони де ежектується повітря і ні, обидві знаходяться один до одного майже під кутом 45° . Така зміна температур може спричинити додаткові теплові напруження у конструкції, що не бажано. Зародження таких зон спостерігається і при кутах нахилу 45° , але здебільшого біля кожуху димової труби розташовані зони температур, що належать до одного рівня.

Застосування комбінації кутів труб двоє найближчих жалюзей (на 90° одна від одної) під 60° , а інші дві з кутом нахилу 45° з аналогічним розташуванням (рис 1в) мають зменшення «плям» максимальних значень: 16...17 % абс. для шкідливих речовин і для температур – 18...20% абс.

Рівень однорідності температур близький до базового варіанта

Висновки

Для поліпшення розсіювання та забезпечення більшої однорідності температур потоку газу біля кожуху вихлопної труби, запропоновано використання чотирьох жалюзійних вікон: двоє з кутом нахилу 60° та ще двоє з 45° , ці жалюзі з різними кутами нахилу знаходяться під кутом 180° один до одного.

При застосуванні усіх однакових кутів 60° середній рівень екологічно-небезпечних елементів склав – 0,72, а середня температура – 232°C , при комбінації різних кутів ці значення наступні: 0,77 – рівень екологічно небезпечних викидів та 254°C – температури відповідно.

Подальші дослідження будуть спрямовані на моделювання процесів змішування при наявності жалюзі з різним кутом нахилу тільки з двох протилежних боків охолоджувача, а також дослідження 30° кута для зменшення температури та концентрації екологічно-небезпечних елементів з урахуванням зменшення неоднорідності обраних характеристик.

Література

[1] Kuznetsov V. Improvement of the cargo fleet vessels power plants ecological indexes by development of the exhaust gas systems / Valerii Kuznetsov, Boris Dymo, Svitlana Kuznetsova, Mykola Bondarenko, Andrii Voloshyn // POLISH MARITIME RESEARCH. – 2021. – 1 (109). – Vol. 28; pp. 97-104

[2] What happens tomorrow? IMO Tier III (NOx) regulations from 2021 Режим доступу <https://yachtsforsale.nl/yachts-news/what-happens-tomorrow-imo-tier-iii-nox-regulations-2021>

[3] Серажутдинов О.В., Чистяков В.А. Технологии снижения оксидов азота в отработавших газах судовых дизелей /Морские интеллектуальные технологии, 2015, №4-1(30), с.23-28

[4] Le, V. V., & Truong, T. H. (2020). A simulation study to assess the economic, energy and emissions characteristics of a marine engine equipped with exhaust gas recirculation. 1ST INTERNATIONAL CONFERENCE ON SUSTAINABLE MANUFACTURING, MATERIALS AND TECHNOLOGIES. doi:10.1063/5.0000135

[5] Дымо Б.В. Повышение эффективности газозвоздушного охладителя корабельной энергетической установки / Б.В. Дымо, А.Ю. Волошин, А.А. Епифанов, В.В. Кузнецов // «Проблемы региональной энергетики». – Молдова: АНРМ,

Институт Энергетики. – 2017. - №2(34). с. 112-123

[6] М 43 С Project Guide Propulsion Режим доступу https://www.finanzauto.es/images/documentos/productos/soluciones_energeticas_propulsion/marino/M43C.pdf

[7] М 20 С Project Guide Propulsion Режим доступу https://www.finanzauto.es/images/documentos/productos/soluciones_energeticas_propulsion/marino/M20C.pdf

Відомості про авторів

Світлана Кузнецова, к.т.н., доцент, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-0823-0583](https://orcid.org/0000-0003-0823-0583).



Андрій Волошин, к.т.н., начальник механічного відділу, Державне підприємство «Дослідно-проектний центр кораблебудування», Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1955-4172](https://orcid.org/0000-0002-1955-4172).



Наталія Коробейнікова, асистент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.



АНАЛІЗ ВПЛИВУ УМОВ ПРАЦІ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ НЕСЕННЯ ВАХТИ ЧЛЕНАМИ ЕКІПАЖУ МОРСЬКИХ СУДЕН

Головань А.І., Варгатюк С.О.✉

Одеський національний морський університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

безпека мореплавства, ефективність несення вахти, суднова вахта, циркадні ритми

Безпечне несення суднової вахти життєво важливе для функціонування морського судна. Міжнародна конвенція «MLC 2006» встановлює допустиму кількість робочих годин для екіпажу, мінімальну кількість годин

відпочинку та їх періодичність. Але не існує сучасних об'єктивних механізмів оцінки та контролю режимів праці та відпочинку на судні під час несення вахти. У цій праці розглядаються важливість дотримання балансу у циклі праці та відпочинку під час несення вахти.

Вступ

Несення вахтової служби відбувається цілодобово на всіх судах, що перебувають в експлуатації, незалежно від їхньої національної належності. Належне несення вахти є запорукою безпечного функціонування судна.

Склад та посадові обов'язки членів вахтової команди залежать від умов плавання, типу судна, чисельності екіпажу. Принципові положення щодо несення вахти на ходу судна та обов'язки вахтового офіцера та вахтового механіка наведені у Кодексі ПДНВ з поправками та повинні неухильно застосовуватись у практиці. Під ефективністю несення вахти на ходу судна розуміється ступінь придатності (готовності) системи «вахтовий помічник (механік) - судновий комплекс» для виконання експлуатаційних та управлінських функцій протягом часу вахти. Щоб судити про ефективність несення вахти та порівнювати між собою по-різному організовані вахтові команди, потрібно мати чисельний показник ефективності.

Міжнародна конвенція «MARITIME LABOUR CONVENTION 2006» чітко встановлює допустиму кількість робочих годин для екіпажу, мінімальну кількість годин відпочинку та їх періодичність, а також регулює порядок запису та зберігання звітності щодо кількості робочих годин кожного члена екіпажу [1], проте досі не існує сучасних об'єктивних механізмів контролю режимів праці та відпочинку на судні під час несення вахти.

Актуальність досліджень

Враховуючи тенденції сьогодення у морській галузі. Коли судновласники змагаються за швидкість виконання вантажних операцій з суднами та збільшення прибутку через мінімізацію чи уникання простою судна. Дуже мало уваги приділяється питанню втоми і емоційного вигорання членів екіпажу. Поширені зараз системи контролю робочих годин екіпажу не є об'єктивними та можуть бути відредаговані через втручання у систему.

На жаль подібна практика іноді призводить до негативних наслідків для членів екіпажу, таких як надмірна втома чи емоційне вигорання, які можуть стати причиною аварійної ситуації. За статистикою більш ніж у 80-85% випадків аварійні ситуації на судні трапляються через людський фактор, 34% з яких пов'язані зі сонливістю чи надмірною втомою [2]. Порухення сну можуть серйозно вплинути на несення суднової вахти на морському судні. Це може призвести до зменшення уваги та концентрації, погіршення реакції та прийняття неправильних рішень під час критичних ситуацій, які потребують пильності. Наприклад: зміни курсу чи швидкості; виявлення небезпечних об'єктів на морі; вирішення складних навігаційних ситуацій; реакції на сигнали, що попереджають про несправності обладнання чи безпеку та інші.

Викладення основного матеріалу

Зазвичай, найпоширенішими у морській індустрії є такі графіки несення вахти: 4 через 8 годин та 6 через 6 годин, за рідкісним винятком

це може бути 8 через 8 годин. Подібні типи змінних графіків мінімізують кількість послідовних робочих годин, сприяють можливості відпочинку між робочими інтервалами та дозволяють принаймні деяку можливість для сну протягом ночі для всіх працівників. Беручи до уваги критичне значення безпеки нашої галузі, яка активно використовує такий розклад, та зростаючий обсяг досліджень у цій сфері, огляд цього питання є вкрай вчасним. Зокрема, важливо проаналізувати та визначити, які саме графіки найкраще сприяють сну, мінімізують сонливість та полегшують виконання роботи.

Існує загальний консенсус щодо того, що вплив позмінної роботи на сон, сонливість і працездатність опосередковується трьома факторами: вплив часу доби або циркадних ефектів; тривалість роботи (і, навпаки, тривалість сну); та постійність часу початку та закінчення роботи. Враховуючи кожен із цих факторів по черзі, вплив циркадних ритмів є таким, що максимальна тяга до сну, найвищий рівень сонливості та найнижча працездатність, як правило, відбуваються в ранкові години [3], також відомі як циркадний надир [4]. І навпаки, ймовірність сну і, відповідно, сонливість є найнижчою в ранній вечірній період, також відомий як «зона заборони сну» або «зона підтримки неспанья» [5].

Висновки

Було проаналізовано одну з важливих проблем причетності людського фактору до великої кількості аварійних ситуацій під час експлуатації сучасного торговельного флоту.

Розглянуто важливість дотримання норм міжнародних конвенцій, щодо циклу роботи та відпочинку екіпажу у складі морського судна.

Обґрунтовано необхідність продовження проведення додаткових досліджень у цьому питанні, з метою покращення умов праці екіпажу під час несення вахти.

Література

- [1] Ntovas, A. (2014). Maritime Labour Convention. *International Legal Materials*, 53(5), 933-1018. <https://doi.org/10.5305/intelegamate.53.5.0933>
- [2] W. P. Colquhoun, 1985. Hours at work at sea: watchkeeping schedules, circadian rhythms and efficiency *Ergonomics*, 28:4, 637-653, <https://doi.org/10.1080/00140138508963178>
- [3] Åkerstedt T. Shift work and disturbed sleep/wakefulness. *Occup Med (Lond)*. 2003;53(2):89-94. <http://dx.doi.org/10.1093/ocmed/kqg046>.

- [4] Lack, L. and Lushington, K.,1996 The rhythms of human sleep propensity and core body temperature. *Journal of Sleep Research*, 5: 1-11. <https://doi.org/10.1046/j.1365-2869.1996.00005.x>

- [5] Short, Michelle & Agostini, Alexandra & Lushington, Kurt & Dorrian, Jillian, 2015. A systematic review of the sleep, sleepiness, and performance implications of limited wake shift work schedules. *Scandinavian journal of work, environment & health*. 41. 10.5271/sjweh.3509.

Відомості про авторів

Андрій Головань, доцент, доцент кафедри судноводіння і морської безпеки, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-6589-4381](https://orcid.org/0000-0001-6589-4381).



Сергій Варгатюк, аспірант кафедри судноводіння і морської безпеки, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-6589-4381](https://orcid.org/0000-0001-6589-4381).



ПОБУДОВА І УПРАВЛІННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ БЕЗКОНТАКТНИХ ЗАРЯДНИХ СИСТЕМ ЕЛЕКТРИЧНИХ СУДЕН

Жук О.К., Дзисюк Я.В. [✉], Нікуліна А.О.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

акумуляторні судна з електричними та гібридними пропульсивними енергоустановками, безконтактні зарядні системи, індуктивні зарядні системи, силові напівпровідникові резонансні перетворювачі з амплітудною та частотною модуляцією.

Виконано порівняльний аналіз принципів схмотехнічної побудови та управління суднових індуктивних зарядних систем (ІЗС) на основі двох топологій резонансних інверторних перетворювачів: двоконтурного з послідовно-послідовною (SS) компенсацією реактивної потужності і амплітудною модуляцією вихідної напруги та одноконтурного LLC - типу з частотною модуляцією. Розглянуто напрями створення удосконалених енергоефективних ІЗС для малих електричних суден. Запропоновано принципи розрахунку оптимальних параметрів компонентів зарядного пристрою, зокрема резонансного контуру та напівпровідникового LLC перетворювача з частотним управлінням коефіцієнта передачі для забезпечення інваріантності зарядного струму (потужності) при зміні умов індуктивного зв'язку. Одержані результати перевірені шляхом проведення натурного експерименту та комп'ютерного моделювання.

Вступ

При перевезеннях на судах з короткими маршрутами (наприклад, на поромах або портових буксирах) використання чисто електричних рухових установок з удосконаленими літій-іонними акумуляторними батареями високої ємності може забезпечити значну економію палива та роботу з нульовим рівнем викидів за умови підзарядки до достатнього рівня енергії на кожній стоянці. Для поромів час стоянки, протягом якого здійснюється підзарядка, може становити всього лише 4-5 хв. [1].

Безконтактні індуктивні зарядні системи (ІЗС) можуть забезпечити надійну і негайну передачу енергії на судно, з повним використанням всього часу стоянки. Проте, впровадження технології індуктивної зарядки в морському секторі вимагає вирішення деяких конкретних проблем [1, 2, 3, 4]:

1. На відміну від наземних морський індуктивний зарядний пристрій може мати номінальну потужність порядку кількох одиниць мегават. Наприклад, на найбільшому в світі круїзному лайнері Roald Amundsen, встановлено дві акумуляторні системи з потужностями заряду і розряду відповідно 627 кВт і 1750 кВт [1].

2. Пришвартоване судно під час зарядки може

переміщуватися по відношенню до нерухомої берегової частини зарядної системи. Це означає, що ефективність бездротової зарядки повинна бути незалежною від зсуву і зміни взаємного розташування елементів індуктивного зв'язку (котушок), а також довжини повітряного зазору між ними.

Метою даної роботи є удосконалення морських ІЗС шляхом пошуку та реалізації енергоефективних принципів забезпечення стабілізації зарядного струму (потужності), незалежних від зміни умов індуктивного зв'язку.

Задачі, які необхідно вирішити для досягнення мети:

1. Огляд та порівняльний аналіз принципів схмотехнічної побудови та управління існуючих ІЗС та оцінка можливостей їх використання для малих морських суден [3].

2. Математичне моделювання режимів резонансних LLC інверторів у складі безконтактних зарядних пристроїв.

3. Розробка принципів розрахунку оптимальних параметрів компонентів зарядного пристрою, зокрема резонансного контуру, та розробка напівпровідникового перетворювача з частотним управлінням коефіцієнта передачі для незалежності зарядного струму від зміни умов

зв'язку.

4. Проведення модельних та експериментальних досліджень маломасштабної ІЗС.

Наукова новизна полягає в удосконаленні комплексного підходу до моделювання залежностей коефіцієнта передачі перетворювача ІЗС від схемних і режимних параметрів та отримання нових знань щодо можливості використання частотного регулювання для компенсації впливу від зміни умов індуктивного зв'язку на режим зарядки суднового акумулятора.

Викладення основного матеріалу

До останнього часу у морських зарядних системах використовувались механічні контактні стикувальні вузли. Але на першому в світі норвезькому акумуляторному автомобільному поромі MF Ampere, який побудовано у 2014 р., мали місце аварії, пов'язані з відмовою гравітаційного штекера. Щоб уникнути проблем і обмежень, пов'язаних з механічними контактними вузлами, норвезька суднобудівна промисловість розробляє технологію бездротової безконтактної індуктивної передачі енергії на судно, принцип якої показано на рисунку 1 [5].

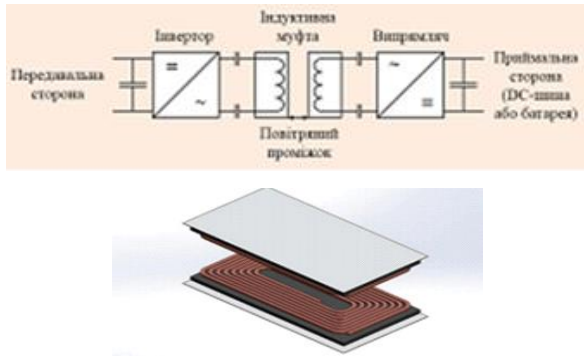


Рисунок 1. Структурна схема індуктивної зарядної системи і конструкція індуктивної магнітної муфти

Аналіз основних енергетичних характеристик ІЗС з серієсно-серієсною (SS) компенсацією реактивної потужності при незмінній резонансній частоті

На рисунках 2 і 3 показані принципова та еквівалентна схеми двоконтурної ІЗС з SS компенсацією.

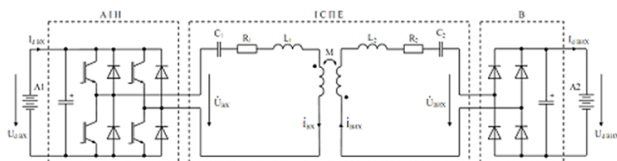


Рисунок 2. Топологія типової ІЗС з SS компенсацією

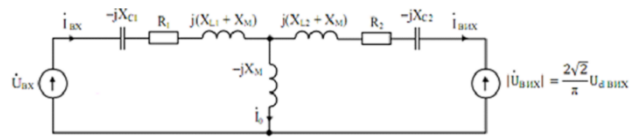


Рисунок 3. Еквівалентна розрахункова схема ІЗС з SS компенсацією

Прийняті позначення: A_1, A_2 берегова та бортова акумуляторні батареї; АІН- автономний інвертор напруги, ІСПЕ- індуктивна система передачі енергії; В- випрямляч; $R_1, L_1; R_2, L_2$ - активні опори та індуктивності розсіювання передавальної і приймальної котушок; M - взаємна індуктивність котушок; C_1, C_2 - компенсаційні ємності. Обидва контури (вхідний і вихідний) налаштовані на однакову резонансну частоту

$$\omega_0 = \omega_{вх} = \omega_{вих} = 1 / \sqrt{L_1 C_1} = 1 / \sqrt{L_2 C_2} = 2\pi f_0 \quad (1)$$

При аналізі використовуємо гармонічну апроксимацію змінних напруг і струмів, навантаження розглядаємо як еквівалентний опір.

Діючи значення комплексів вхідної і вихідної напруги і струму

$$0 \leq U_{вх} \leq 2\sqrt{2}U_{двих} / \pi; U_{вих} = 2\sqrt{2}U_{двих} / \pi; \quad (2)$$

$$I_{вх} = \pi I_{двих} / 2\sqrt{2}; I_{вих} = \pi I_{двих} / 2\sqrt{2}$$

Еквівалентний опір навантаження

$$R_{ЕК} = U_{вих} / I_{вих} = 8U_{двих} / \pi^2 I_{двих} \quad (3)$$

Елементарний аналіз резонансного режиму еквівалентної схеми з нульовими втратами показує, що за умови $\dot{U}_{вх} = U_{вх}; \dot{I}_{вх} = U_{вих} / X_M; \dot{I}_{вих} = -jU_{вх} / X_M; \dot{U}_{вих} = jU_{вих}$.

За умови $M = const$ і $U_{вих} \approx const$ передану потужність можна регулювати лише зміною $U_{вх}$. Якщо через зміну позиціонування котушок взаємна індуктивність змінюватиметься у діапазоні $M_{min} \leq M \leq M_{max}$ (при цьому вважається, що у слабо зв'язаних системах індуктивності L_1 і L_2 , а отже і резонансні частоти обох контурів ω_0 залишаються сталими), то при номінальній переданій потужності $P_{НОМ}$ виконуються наступні співвідношення:

$$S_{вх max} = U_{вх max} I_{вх max} = (M_{max} / M_{min}) P_{НОМ} = (k_{max} / k_{min}) P_{НОМ} \quad (4)$$

Отже, виконаний аналіз показує, що досягнення інваріантності шляхом амплітудного

регулювання вихідної напруги АІН при незмінній резонансній частоті не є економічно доцільним, оскільки вимагає запасу по номінальній встановленій потужності передавального АІН, який збільшується пропорційно діапазону зміни коефіцієнту індуктивного зв'язку k . Іншим способом стабілізації зарядної потужності і струму при зміні умов зв'язку є частотне регулювання, яке вимагає додаткового дослідження.

Принципи проектування ІЗС на основі резонансного LLC перетворювача

LLC перетворювач має суттєві переваги у порівнянні з використанням послідовно-послідовного (SS) резонансного перетворювача: можливість стабілізації вихідної напруги і струму при широкому діапазоні зміни навантажень і коефіцієнту зв'язку шляхом порівняно незначної зміни частоти перемикачів ключів інвертора [6,7,8]; «м'яка» комутація, коли ключі перемикаються при нульовій напрузі (ZVS) у всьому робочому діапазоні [9,10]; більш висока питома потужність при менших розмірах. Виникає задача розробки принципів розрахунку оптимальних параметрів зарядного пристрою на основі такого перетворювача з метою досягнення нижчих втрат на перемикачів шляхом скорочення високочастотного діапазону регулювання робочої частоти. Силові принципова та еквівалентна розрахункова схеми резонансного LLC перетворювача представлені на рисунках 4 і 5 відповідно.

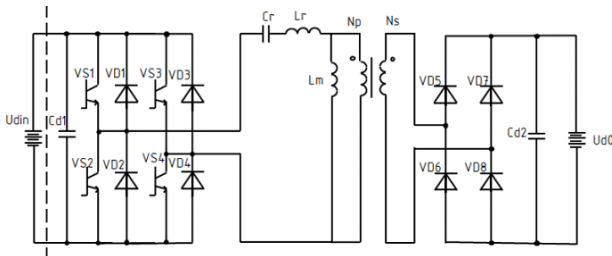


Рисунок 4. Силова схема мостового резонансного LLC перетворювача

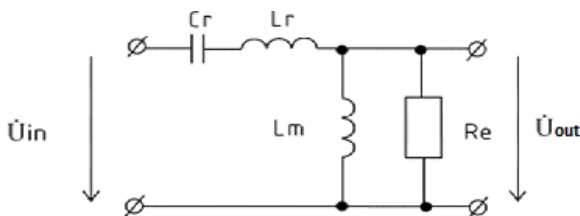


Рисунок 5. Еквівалентна схема резонансного LLC перетворювача

Резонансний контур з вхідною прямокутною напругою U_{in} , що формується інвертором, містить два індуктивних елементи: послідовну індуктивність розсіювання трансформатора,

показану як резонансний дросель L_r та індуктивність намагнічування трансформатора L_m , яка використовується як додатковий індуктивний елемент, підключений паралельно до первинної обмотки трансформатора. Резонансна ємність C_r створюється послідовним резонансним конденсатором. Резонансний перетворювач LLC має дві резонансні частоти. Елементи L_r і C_r утворюють високу резонансну частоту, а елементи L_m , L_r і C_r формують низьку резонансну частоту, які визначаються рівняннями

$$f_{r1} = 1/2\pi\sqrt{L_r C_r} \tag{5}$$

$$f_{r2} = 1/2\pi\sqrt{(L_r + L_m)C_r} \tag{6}$$

Коефіцієнт передачі резонансного контуру можна розрахувати, проаналізувавши еквівалентну схему, яка показана на рисунку 5

$$K(Q, m, F_x) = \left| \frac{U_{out}(S)}{U_{in}(S)} \right| = \frac{F_x^2 (m-1)}{\sqrt{(mF_x^2 - 1) + F_x^2 (F_x^2 - 1)^2 (m-1)^2 Q^2}} \tag{7}$$

Прийняті наступні позначення:

$Z_r = \sqrt{L_r/C_r}$ - хвильовий опір;

$Q = \sqrt{L_r/C_r}/R_E$ - добротність;

$R_E = R_0 (8N_p^2/\pi^2 N_s^2)$ - опір навантаження, приведений до первинної обмотки трансформатора. N_s / N_p - коефіцієнт трансформації трансформатора $R_0 = U_{d0}/I_{d0}$ - еквівалентний опір бортового акумулятора $k = L_m/L_r$ - коефіцієнт взаємноіндуктивного зв'язку; $F_x = f_s/f_{r1}$ - нормована частота перемикачів; f_s - частота перемикачів інвертора; $m = (L_r + L_m)/L_r$ відношення загальної первинної індуктивності до резонансної індуктивності. Згідно з наведеними виразами на рисунку 6 побудовані графіки сімейства залежностей коефіцієнта передачі резонансного контуру K від нормованої частоти перемикачів F_x при різних значеннях добротності Q і статичному параметрі $m=6$.

Пріоритетом у визначенні оптимальних параметрів резонансного LLC перетворювача є успішне досягнення необхідного підсилення ($0.8 < K < 1.2$) для всіх можливих змін умов навантаження та мережі при одночасному забезпеченні найменшого діапазону зміни частоти перемикачів інвертора і максимальної чутливості до цієї частоти в індуктивній області. З

рисунку 6 впливає, що, виходячи з зазначених умов, оптимальним буде вибір максимального значення $Q_{max} = 0,5$ (синя крива). На другому кроці встановлюється значення статичного параметра $m = (Lr + Lm) / Lr$. Вибираючи довільно початкове значення m в діапазоні від 5 до 10, та виконуючи ітерації, визначаємо оптимальне значення m , яке дозволяє досягти максимального коефіцієнта передачі, бажаного для різних умов навантаження. На третьому кроці, коли значення Q_{max} та m вже визначені, з умови максимуму коефіцієнта передачі (нульове значення відповідної похідної) знаходимо найменшу нормалізовану частоту перемицання, яка гарантує роботу в індуктивній області. На остаточному етапі перевіряємо, чи є максимальний коефіцієнт передачі K_{max} достатнім при максимальному навантаженні (Q_{max}) і мінімальній нормованій частоті $Fx \min$.

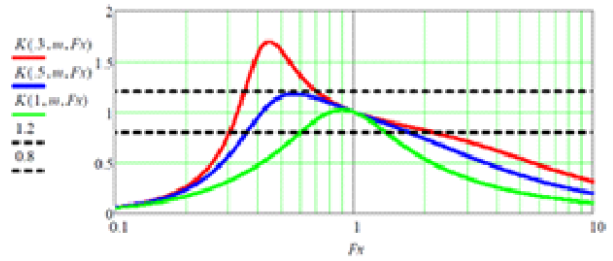


Рисунок 6. Частотні залежності коефіцієнта передачі при різних значеннях Q і $m=12$

Дотримуючись зазначеного алгоритму, було виконано розрахунок параметрів мало-масштабної ІЗС з $Ud \text{ in} = 12 \text{ В}$; $Ud \text{ out} = 11,1 \text{ В}$; $P = 16,7 \text{ Вт}$; $f \text{ r1} = 50 \text{ кГц}$.

Одержані наступні величини:
 $f_{s \text{ min}} = 24.45 \text{ кГц}$; $R_E = 6.975 \text{ Ом}$; $Q_{\text{max}} = 0.4$;
 $f_r = 50 \text{ кГц}$; $m = 6.3$; $C_r = 1.14 \text{ мкФ}$;
 $L_r = 8.88 \text{ мкГн}$; $L_m = 47.05 \text{ мкГн}$.

Схема Matlab – моделі дослідного зразка ІЗС показана на рисунку 7. Результати моделювання представлені на рисунку 8.

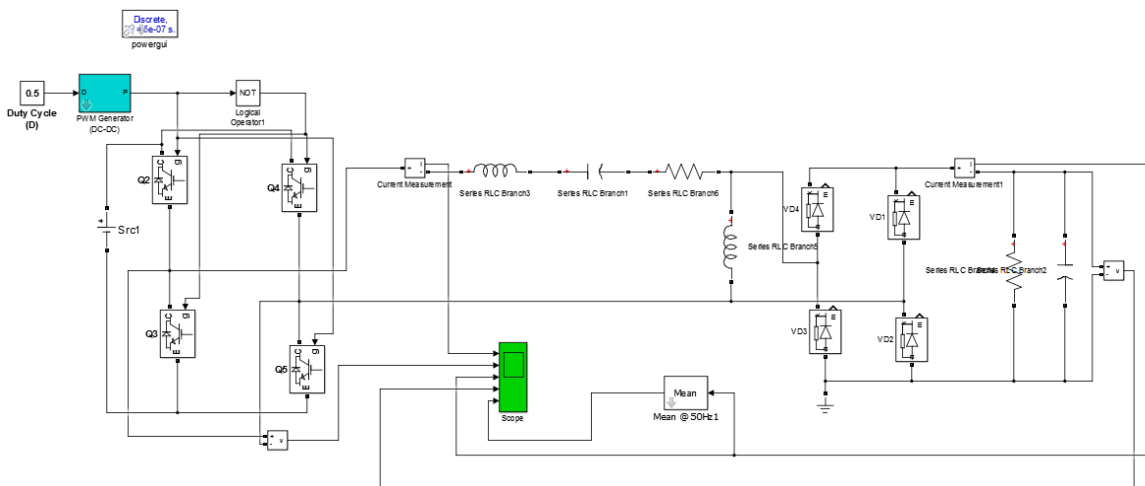


Рисунок 7. Matlab – модель ІЗС з LLC перетворювачем

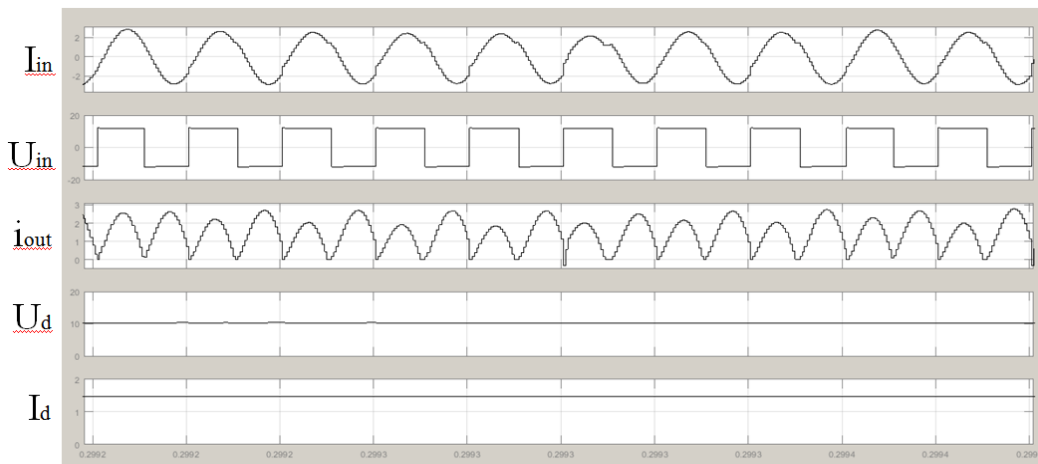


Рисунок 8. Результати моделювання струмів і напруг ІЗС з LLC перетворювачем

Висновки

Виконано пошук енергоефективних принципів побудови та управління удосконаленої енергоефективної ІЗС з забезпеченням стабілізації зарядного струму (потужності) незалежно від зміни умов індуктивного зв'язку. Зазначені принципи реалізовані на основі використання резонансного інверторного LLC перетворювача з частотною модуляцією.

Запропоновані принципи розрахунку оптимальних параметрів резонансного LLC перетворювача добре узгоджуються з результатами комп'ютерного моделювання дослідуного маломаштабного зразка ІЗС.

Література

[1]. G. Gildi, J.A. Suul, F. Jensen, and I. Sørfonn, "Wireless Charging for Ships, High-power inductive charging for battery electric and plug-in hybrid vessels," IEEE Electrification Magazine, pp. 23-32, Sept. 2017.

[2]. I. Nastali, "Electrified fishing in Norway," <https://www.imarest.org/themarineprofessional/item/2498-electrified-fishing-in-norway>, Institute of Marine Engineering, Science & Technology (IMAREST), The Marine Professional, July. 2016; retrieved on 21st December 2018.

[3]. GMV, "Bnr. 138 – GMZ Zero," <https://www.gmv.no/portfolio-item/bnr-138-gmv-zero/>, GMV Grovfjord Mek. Verksted AS, retrieved on 21st December, 2018.

[4]. Anish, "Battery Charging On Board Ship," Marine Insight, <https://www.marineinsight.com/marine-electrical/battery-charging-on-board-ship/>, retrieved 8th November, 2018.

[5]. MOBIMAR (Mobile Marine Applications), "Electric Propulsion and Charging," <http://www.mobimar.com/electric-propulsion-and-charging/>, retrieved 13th November, 2018.

[6]. Z. Jianyun, C. Li, W. Bin, X. Linjuan, "Optimal design of a hybrid electric propulsive system for an anchor handling tug supply vessel," Applied Energy 226 (2018), pp. 423-436, 2018.

[7]. M. Lempriere, "Wireless power transfer: working on the future of electric vehicles," <https://www.power-technology.com/features/feature-wireless-power-transfer-working-on-the-future-of-electric-vehicles-5933632/>, retrieved 2nd November, 2018.

[8]. G. Liu, and B. Zhang, "Dual-Coupled Robust Wireless Power Transfer Based on Parity-Time-symmetric Model," Chinese Journal of Electrical Engineering, Vol.4, No.2, pp. 50-55, June 2018.

[9]. T. Q. Dinh, T. M.N. Bui, J. Marco, C. Watts, J. I. Yoon, "Optimal Energy Management for Hybrid Electric Dynamic Positioning Vessels," IFAC Papers Online, pp. 98-103, 2018.

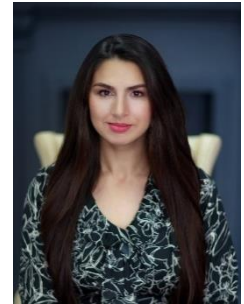
[10]. K. A. Kalwara, M. Aamir, and S. Mekhilef, "A design method for developing a high misalignment tolerant wireless charging system for electric vehicles, Measurement," Vol 118, pp. 237-245, March 2018.

Відомості про авторів

Олександр Жук, к.т.н., доцент, професор кафедри програмованої електроніки, електротехніки і телекомунікацій, Національний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID:0000-0002-9069-475X](https://orcid.org/0000-0002-9069-475X)



Яна Дзисюк, аспірантка, Національний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4305-0089](https://orcid.org/0000-0002-4305-0089).



Анастасія Нікуліна, студентка, Національний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.



МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, РОЗРАХУНОК І ОЦІНКА ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДНОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА ГЕРМЕТИЧНОГО КОМПРЕСОРНОГО АГРЕГАТА

Литош О.В. 

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

Герметичний компресорний агрегат, математична модель, пусковий режим, електродвигун

Розроблена математична модель пускових режимів одно- і двоциліндрового герметичного компресорного агрегату (ГКА). Це дає змогу розрахувати пускові режими ГКА залежно від конструкції та умов праці, оцінити й задати параметри механічної характеристики вбудованого електродвигуна. Для перевірки адекватності моделі було зіставлено результати розрахунку перехідних режимів ГКА з дослідними даними. Зіставлення дало змогу зробити висновок, що ця математична модель доволі точно відображає фізичну сутність процесів, що відбуваються під час пуску ГКА. Представлено розраховані пускові характеристики для ГКА з живленням від мережі 400 Гц.

Вступ

Одним із широко розповсюджених видів обладнання для систем мікроклімату та рефрижерації на морських та річкових судах являються автономні кондиціонери (АК) та моноблочні холодильні машини для провізійних комор (ХМП) з компресійною холодильною машиною (КХМ). Найважливішим елементом КХМ являється герметичний компресорний агрегат (ГКА), який в значній мірі визначає надійність, економічність, масу, розміри, віброшумові характеристики АК та ХМП. Тому серед напрямків науково-технічного характеру мають важливе значення роботи по створенню та вдосконаленню ГКА, котрі сполучені з великим обсягом теоретичних та експериментальних досліджень [1].

В теперішній час автономні кондиціонери (АК) широко використовуються на судах з новими принципами руху, де для зменшення маси та габаритів енергетичної установки, допоміжних механізмів та систем доцільне використання змінної напруги частотою 400 Гц. Однією з найважчих проблем при створенні АК цих суден являється розробка ГКА з електродвигуном на 400 Гц [1].

Актуальність досліджень

Одним із завдань проектування герметичних компресорних агрегатів (ГКА) є визначення основних параметрів (номінального ковзання,

максимального і початкового пускового обертальних моментів) вбудованого електродвигуна, знання яких дає змогу вже на ранніх стадіях проектування ГКА задати параметри механічної характеристики розроблюваного електродвигуна. Надійних теоретичних методів розв'язання цієї задачі не існує, а практичні рекомендації для відкритих (сальникових) машин не можуть бути застосовані для ГКА, що відрізняються конструктивними особливостями і специфічними умовами праці [2, 3]. Автором розроблено математичну модель, що дає змогу розрахувати пускові режими ГКА залежно від конструкції та умов праці, оцінити й задати параметри механічної характеристики вбудованого електродвигуна.

Викладення основного матеріалу

Математична модель і розрахунок пускових режимів ГКА базується на таких основних положеннях і припущеннях: 1. Тиски всмоктування ($p_{вс}$) і нагнітання ($p_{н}$) постійні, тобто $p_{вс} = \text{const}$, $p_{н} = \text{const}$. 2. Термодинамічна система гомогенна, тобто тиск газу в усіх точках порожнин ГКА на боці всмоктування ($p_{вс}$) і нагнітання ($p_{н}$) у кожен момент часу постійний. Дотримується одночасність зміни параметрів холодоагенту по всьому об'єму. 3. Дотримується безперервність середовища, тобто $l/L \ll 1$ (тут l - довжина вільного пробігу молекули; L - характерний розмір системи). 4. Зміна потенційної та кінетичної

енергії газу зневажливо мала. 5. Теплообмін між газом і стінками циліндра відсутній. 6. Процес нагнітання закінчується за кута повороту вала $\varphi = 0^\circ$ (360°), а процес всмоктування - за кута повороту вала $\varphi = 180^\circ$. 8. Зміна кількості газу в циліндрі відбувається: у процесі стиснення за рахунок протікання через проміжок поршень-циліндр (далі - протікання), у процесі нагнітання за рахунок протікання і витікання газу через нагнітальний клапан, у процесі всмоктування за рахунок протікання і надходження газу через всмоктувальний клапан. 9. Передбачається, що при вирівнюванні тисків у циліндрі та у всмоктувальній (нагнітальній) порожнині всмоктувальний (нагнітальний) клапани миттєво відчиняються.

В основу моделі покладено рівняння руху машинного агрегату, яке для ГКА з достатнім ступенем точності занотується у вигляді [4].

$$M_d - M_c = I_{пр} \frac{d\omega}{dt} \quad (1)$$

де M_d - момент, що розвивається рушійними силами (електродвигуном); M_c - момент, що витрачається на подолання корисних і шкідливих опорів компресора; $I_{пр}$ - наведений момент інерції мас, що приводяться в рух; ω - кутова швидкість; t - час.

Рівняння (1) може бути вирішене тільки в тому випадку, коли момент двигуна і момент опору є відомими функціями швидкості обертання, тобто $M_d = f_1(\omega)$ і $M_c = f_2(\omega)$. Оскільки момент опору поршневого ГКА - функція кута повороту $M_c(\varphi)$, а момент рушійних сил для електродвигуна - функція кутової швидкості $M_d(\omega)$, то рівняння (1) може бути розв'язане, наприклад, чисельним методом.

У підсумку отримано систему рівнянь, що описує роботу ГКА в пускових режимах і встановлює зв'язки виду:

$$M_d = f_1(\omega, \omega_0, M_k, s_k, s_n, a, M_{п}, v_1, v_2, \omega_c, U_{\phi}); \quad (2)$$

$$M_c = f_2(\varphi, \Delta\varphi, D_{п}, S, a_m, I_{пр}, \lambda, \Delta, L, \mu,$$

$$w_{п}, j_{п}, p_n, p_{вс}, p_{тр.пс}, M_{тр.вр}, p_{нач}, t_{нач}, \varphi_{нач}), \quad (3)$$

де ω_0 - синхронна кутова швидкість електродвигуна; M_k, s_k, s_n - критичний (максимальний) момент, що розвивається електродвигуном і відповідне йому ковзання, номінальне ковзання; $M_{п}$ - пусковий момент електродвигуна; a, v_1, v_2 - безрозмірні параметри механічної характеристики електродвигуна, які залежать від активного та реактивного опорів фаз обмоток статора та ротора; ω_c, U_{ϕ} - кутова частота живильної мережі та амплітудне

значення напруги фази; $\varphi, \Delta\varphi$ - кут повороту вала і збільшення кута (крок інтегрування); $D_{п}, S$ - діаметр і хід поршня; a_m - відносний об'єм мертвого простору; λ - відношення ходу поршня до подвоєної довжини шатуну; $I_{пр}$ - наведений момент інерції; Δ - радіальний проміжок між поршнем і циліндром; L - довжина поршня до маслоскидної канавки; μ - коефіцієнт динамічної в'язкості газу (пари); $w_{п}, j_{п}$ - швидкість і прискорення поршня; $p_n, p_{вс}$ - тиск нагнітання і всмоктування; $p_{тр.пс}, M_{тр.вр}$ - середній тиск тертя деталей, що рухаються поступально (поршень, частина шатуна), і середній момент тертя обертання; $p_{поч}, t_{поч}, \varphi_{поч}$ - тиск і температура газу в циліндрі та кут повороту вала (положення поршня) на початку розрахунку.

Для перевірки адекватності моделі було зіставлено результати розрахунку перехідних режимів ГКА з дослідними даними. Зіставлення дає змогу зробити висновок, що ця математична модель доволі точно відображає фізичну сутність процесів, що відбуваються під час пуску ГКА.

Для оцінки пускових характеристик ГКА розраховують і будують графіки, що відображають залежність часу пуску $\tau_{п}$ від кратності початкового пускового моменту $M_{п.поч}/M_n$ вбудованого електродвигуна за різних проміжків поршень-циліндр 2Δ , номінальної та зниженої напруги живильної мережі. Для вибору раціонального варіанта розрахунок ведеться для декількох значень максимального (критичного) моменту вбудованого електродвигуна.

На мал. 1 представлено такі залежності для компресорного агрегату КХГВ-14 (двоциліндровий, діаметр циліндра 50 мм, хід поршня 24 мм, частота обертання 66,7 с⁻¹ за частоти струму 400 Гц) за кратності максимального моменту вбудованого електродвигуна, що дорівнює 2,5. Пуски розраховували за температур $t_0 = 10^\circ\text{C}$, $t_k = 55^\circ\text{C}$. Положення поршнів перед пуском обрано з урахуванням найімовірнішого діапазону кутів під час зупинки ГКА [5]. Пуск вважали успішним, якщо час його не перевищував 5 с.

Із графіків випливає, що під час пуску ГКА на номінальній напрузі мережі, коли обертальний момент електродвигуна значно перевершує момент опору ГКА (рис. 1, а, кратність пускового моменту 2), час пуску від величини 2Δ практично не залежить. У міру зменшення обертального моменту (у разі зниження електричної напруги і $M_{п.поч}/M_n$) час пуску істотно залежить від величини 2Δ , що підтверджено експериментально. З мал. 1 видно, що за мінімального зазору 12 мкм і напруги, яка на 10% нижча за номінальну (зазвичай на суднах більшого падіння напруги не спостерігають), КХГВ-14,0

пускають із кратністю $M_{п.поч}/M_H=1,5$ (рис. 1, **в**). При зниженні напруги до $0,85 U_H$ необхідну кратність $M_{п.поч}/M_H$ слід збільшити до $1,9...2$.

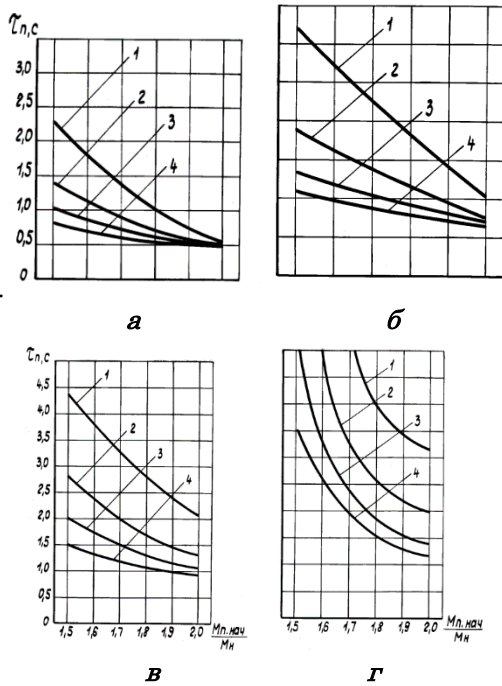


Рисунок 1. Залежність часу пуску $\tau_{п}$ компресорного агрегату КХГВ-14 від кратності початкового пускового моменту ($M_{п.поч}/M_H$) вбудованого електродвигуна (кратність максимального моменту дорівнює 2,5): **а** - напруга живильної мережі номінальна $U = U_H$; **б** - $U = 0,95U_H$; **в** - $U = 0,9U_H$; **г** - $U = 0,85U_H$; 1 - діаметральний зазор $2\Delta = 12$ мкм; 2 - 16 мкм; 3 - 20 мкм; 4 - 25 мкм

Висновки

Розроблена математична модель пускових режимів одно- і двоциліндрового ГКА дає змогу розрахувати й оцінити параметри механічної характеристики проєктованих електродвигунів від умов роботи та конструктивних особливостей ГКА. Представлено розраховані пускові характеристики для ГКА з живленням від мережі 400 Гц.

Література

[1] Редкозуб Б.Д., Дорош В.С. (1971). Исследование пускового режима герметичного поршневого компрессора. Холодильная техника, (3), 24 – 27.

[2] Якобсон В.Б. (Ред.). (1977). *Малые холодильные машины*. М: Пищевая промышленность.

[3] Пластинин П.И. (Ред.). (1987). *Теория и расчет поршневых компрессоров*. М.: Агропромиздат.

[4] Дорош В.С., В.Ю., Захаров В.Ю., Редькин В.А. (1988). Определение механических и электрических потерь высокооборотных поршневых герметичных компрессоров. Теплоэнергетика и хладотехника. Сб. научн. тр. Николаев: – НКИ, 3 – 14.

[5] Дорош В.С. (Ред.). (2010). *Определение параметров при переходных режимах (пуске, остановке) судовых герметичных компрессорных агрегатов*. Інновації в суднобудуванні: Матеріали міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв: НУК, С. 289 – 291.

Відомості про авторів

Олена Литош, к.т.н., доцент, доцент кафедри, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8109-4680](https://orcid.org/0000-0002-8109-4680).



АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ РІШЕНЬ ПО УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ДЛЯ КОРАБЕЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Кузнецов Г.В.^{1,2}

¹Національний університет імені адмірала Макарова, Україна

²Державне підприємство «Дослідно - проектний центр кораблебудування», Україна

Анотація

Ключові слова:

системи, теплоакumuлюючий матеріал, тепловий акумулятор, фазовий перехід.

Розглянуто можливості підвищення ефективності корабельних енергетичних установок за рахунок використання бросових енергетичних ресурсів в теплоакumuлюючих системах. Моделювання процесів переносу теплоти і маси між двигуном внутрішнього згоряння і теплоакumuлюючою системою виконано у вигляді трьох процедур: зарядка, збереження теплоти і розрядка теплового акумулятора. Це дає змогу раціонального вибору теплоакumuлюючих матеріалів з різними фізичними властивостями.

Вступ

Використання корабельних енергетичних установок (КЕУ) супроводжується утворенням теплових викидів, близько 50-60% від яких зазвичай відводяться у навколишнє середовище і не можуть бути використані на потреби корабля. Використання даних вторинних енергетичних ресурсів дозволило б підвищити ефективність використання КЕУ, зменшити споживання первинного палива та знизити теплові та шкідливі викиди у навколишнє середовище.

Ці обставини обґрунтовують важливість вирішення проблеми підвищення ефективності корабельних енергетичних установок за науково прикладним значенням.

Актуальність досліджень

Аналіз практичних запитів та наукових досліджень показав, що одним з перспективних шляхів модернізації корабельних енергетичних установок є використання в їх складі теплоакumuлюючих систем на основі теплового акумулятора (ТА), до складу якого входить вибраний тип акумулятора та необхідне енергетичне обладнання.

Більшість досліджень в цьому напрямку на даний час були проведені для стаціонарних енергетичних установок та для установок у складі наземних транспортних засобів [1-3]. Вони сконцентровані на підборі ефективних теплоакumuлюючих матеріалів при інтеграції теплових акумуляторів у системи теплової підготовки двигуна, розробці відповідних схемних рішень,

покращенні показників часу прогріву, паливної економічності та зменшені викидів забруднюючих речовин у навколишнє середовище.

Для суднових енергетичних установок (СЕУ) результати досліджень наведені в роботах [4-6].

З урахуванням виконаних досліджень є невирішені питання щодо особливостей корабельних енергетичних установок, а саме їх спектрів ходів, умов комплексної утилізації теплоти, її зберігання та використання для КЕУ та на загально-корабельні потреби.

Таким чином, обґрунтування потенціалу ефективності використання теплоакumuлюючих систем в складі енергетичних установок кораблів є актуальним завданням.

Викладення основного матеріалу

Підвищення потенціалу ефективності використання корабельних теплоакumuлюючих систем в складі їх енергетичних установок запропоновано виконувати шляхом комплексної утилізації бросової теплоти систем охолодження, змащення і відпрацьованих вологих газів двигуна при інтенсифікації процесів теплопередачі фазових переходів з використанням теплоакumuлюючих матеріалів з різними теплофізичними властивостями.

Метод дослідження – математичне моделювання процесів термодинамічного циклу двигуна внутрішнього згоряння з переносом теплоти і маси теплоакumuлюючою системою.

Моделювання процесів термодинамічного

циклу двигуна внутрішнього згорання виконано – за методикою Гриневецького–Мазінга, реалізованої у програмному середовищі з відкритим кодом на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК імені адмірала Макарова.

Моделювання процесів переносу теплоти і маси між двигуном внутрішнього згорання і теплоакмулюючою системою виконано у вигляді трьох процедур: зарядка, збереження теплоти і розрядка ТА.

Математичний опис алгоритму, що моделюють процеси зарядки, збереження та розрядки ТА наведено нижче.

Зарядка ТА

Перший закон термодинаміки для комірки ТАФП

$$G_{ж}^n C_{ж} (T_{жвх} - T_{жвих}) \eta_{з} = \alpha_{ж} F_{ж} (T_{жвих} - T_c)$$

Рівняння балансу енергії на рухливому фронті плавлення

$$\lambda_T^{ж} \cdot \frac{T_c - T_{лх}}{X} = \rho_T^{ж} \cdot r_T \cdot \frac{dX}{d\tau}$$

З неперервності теплового потоку на кордоні $x=0$ є співвідношення

$$\lambda_T^{ж} \cdot \frac{T_c - T_{лх}}{X} = \alpha_{ж} \cdot (T_{жвих} - T_c)$$

Рівняння теплового балансу для комірки ТАФП має вигляд:

$$Q_{ТАФП} = \eta_{з} \cdot Q_{ж}(\tau)$$

Величина $Q_{ж}(\tau)$ при $\tau > 0$ визначається балансовим рівнянням

$$Q_{ж}(\tau) = G_{ж}^n C_{ж} (T_{жвх} - T_{жвих}(\tau))$$

Для комірки ТАФП справедливі наступні рівняння при $\tau > 0$

$$Q_{ТАФП}(\tau) = C_{л} \frac{d[T_T(\tau)]}{d\tau}$$

Маса ТАМ, що міститься в комірці ТАФП

$$Q_{ТАФП}(\tau) = k_{ж} (T_{жвих}(\tau) - T_T(\tau)) F_{ж}$$

Диференційне рівняння 1 порядку з постійними коефіцієнтами

$$\frac{d[T_T(\tau)]}{d\tau} + \frac{k_{ж} \cdot F_{ж}}{C_{л}} (1 - B) \cdot T_T(\tau) - \frac{k_{ж} \cdot F_{л}}{C_{л}} \cdot A = 0$$

Розв'язком даного рівняння є функція

$$T_T(\tau) = \left(T_{лх} - \frac{A}{1 - B} \right) \exp \left[- \frac{k_{ж} \cdot F_{л}}{C_{л}} \cdot (1 - B) \cdot \tau \right] + \frac{A}{1 - B}$$

Загальна кількість теплоти, що передається поверхні плівки

$$q_{пов} = \alpha (t_{л0} - t_{л.пов}) + j_{л.пов} \cdot h_{л.пов}$$

Теплота фазового переходу

$$r j_{л.пов} = (h_{л.пов} - h_{ж.пов}) \cdot j_{л.пов}$$

Збереження теплоти в ТА

Рівняння теплопередачі від ТАМ до оточуючого повітря

$$\alpha Q_{пот} = k_0 \cdot F_{пов} \cdot (T_T - T_0) \cdot \alpha \cdot \tau$$

Рівняння теплового балансу для ТАМ

$$\alpha Q_T = m_T \cdot C_T^{ж} \cdot \alpha \cdot T_T$$

$$\frac{dT_T}{d\tau} + \frac{k_0 \cdot F_{пов}}{m_T \cdot C_T^{ж}} \cdot T_T - \frac{k_0 \cdot F_{пов} \cdot T_0}{m_T \cdot C_T^{ж}} = 0$$

$$T_T(\tau) = T_0 + (T_{Ткон} - T_0) \exp \left[- \frac{k_0 \cdot F_{пов}}{m_T \cdot C_T^{ж}} \cdot \tau \right]$$

Час охолодження ТАМ

$$\tau_{пот} = \frac{m_T \cdot C_T^{ж}}{k_0 \cdot F_{пов}} \cdot \ln \frac{T_T - T_0}{T_{ф} - T_0}$$

Розрядка ТА

Кількість теплоти, віддана ТАФП за час розрядки:

$$dQ_{ТАФП} = C_{ДВ} dT_{ДВ} + \alpha_C F_{ДВ} \cdot (T_{ДВ} - T_0) d\tau$$

Кількість теплоти можна визначити як рівняння теплопередачі від ТАМ до рідкого теплоносія

$$dQ_{ТАФП} = k_l \cdot l_{ж} \cdot n_{ж} \Delta T^{ср} \cdot d\tau$$

Середньо логарифмічна різниця температур

$$\Delta T^{cp} = \frac{T_{ж2} - T_{ж1}}{\ln \frac{T_T^{cp} - T_{ж1}}{T_T^{cp} - T_{ж2}}} d\tau$$

Тоді рівняння теплопередачі від ТАМ до рідкого теплоносія буде мати вигляд

$$dQ_{ТАФП} = k_f \cdot l_{ж} \cdot n_{ж} \cdot \frac{T_{ж2} - T_{ж1}}{\ln \frac{T_T^{cp} - T_{ж1}}{T_T^{cp} - T_{ж2}}} d\tau$$

$$\frac{dT_{дв}^{cp}}{d\tau} = \frac{G_{ж} \cdot c_{ж} \cdot (H-1)}{HC_{дв}} T_T^{cp} - \dots$$

$$\dots - \frac{G_{ж} \cdot c_{ж} \cdot (H-1) + \alpha_c \cdot F_{дв} \cdot H}{HC_{дв}} T_{дв}^{cp} + \dots$$

$$\dots + \frac{\alpha_c \cdot F_{дв} \cdot T_0}{C_{дв}}$$

$$\frac{dT_T^{cp}}{d\tau} = \frac{G_{ж} \cdot c_{ж}}{m_T \cdot C_T^{эф}} \cdot \frac{H-1}{H} \cdot (T_{дв}^{cp} - T_T^{cp})$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dy_1}{d\tau} &= ay_2 - cy_1 + b \\ \frac{dy_2}{d\tau} &= t \cdot (y_1 - y_2) \end{aligned} \right\}$$

$$y_1(S) = \frac{\theta S^2 + (b + \theta t + a\varpi)S + bt}{S^3 + (t+c) \cdot S^2 + (ct-at) \cdot S} = \frac{\Phi_1(S)}{\phi_1(S)}$$

$$y_2(S) = \frac{\varpi S^2 + (b + \varpi t + a\theta)S + bt}{S^3 + (t+c) \cdot S^2 + (ct-at) \cdot S} = \frac{\Phi_2(S)}{\phi_2(S)}$$

$$T_{дв}^{cp} = T_0 + \frac{\theta S_2^2 + (b + \theta t + a\varpi)S_2 + bt}{S_2^3 + (t+c) \cdot S_2^2 + (ct-at)} \cdot e^{S_2\tau} +$$

$$\dots + \frac{\theta S_3^2 + (b + \theta t + a\varpi)S_3 + bt}{3S_3^3 + 2(t+c) \cdot S_3^2 + (ct-at)} \cdot e^{S_3\tau}$$

$$T_T^{cp} = T_0 + \frac{\varpi S_2^2 + (\varpi c + \theta t)S_2 + bt}{3S_2^3 + 2(t+c) \cdot S_2 + (ct-at)} \cdot e^{S_2\tau} +$$

$$\dots + \frac{\varpi S_3^2 + (\varpi c + \theta t)S_3 + bt}{3S_3^3 + 2(t+c) \cdot S_3 + (ct-at)} \cdot e^{S_3\tau}$$

Структурна схема дизельного двигуна з теплоакумулюючою системою представлена на рисунку 1.

Вихідні дані для розрахунків двигуна М43С компанії МАК – Caterpillar за структурною схемою рис.1 прийняті відповідно до [7]:

- викиди газів NO_x:

граничні значення згідно з додатком VI до

MARPOL 73/78: 9,69 г/(кВт·год), (n = 720 об/хв), 9,60 г/(кВт·год), (n = 750 об/хв);

генератор за циклом D2: 9,60 г/(кВт·год), (n = 720 об/хв), 9,60 г/(кВт·год), (n = 750 об/хв);

- температура охолоджуючої води на вході в двигун

- температура охолоджуючої води на виході з двигуна: 80-90 °С;

- витрата мастила: 0,6 г/(кВт·год);

- температура мастила на вході: 60-65 °С;

- температура мастила на виході: 80-90 °С;

- температура відхідних газів: 311-316 °С;

- температура оточуючого середовища: -20 – 40 °С;

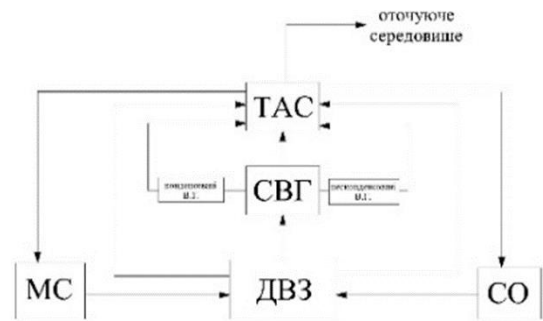


Рисунок 1. Структурна-схема дизельного двигуна з теплоакумулюючою системою: ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння, МС – масляна система, СВГ – система відхідних газів, ТАС – теплоакумулююча система, СО – система охолодження

Результати розрахунків отримані як функціональні залежності загальної кількості теплоти при зарядці ТА, втрати до оточуючого середовища та внутрішньо корабельні потреби при збереженні теплоти в ТА, кількості теплоти на передпускову підготовку дизеля при розрядці ТА.

Висновки

Отримані функціональні залежності є підґрунтям для вибору теплоакумулюючих матеріалів з різними фізичними властивостями для раціонального використання теплоти фазових переходів у процесах зарядки, збереження та розрядки теплового акумулятора.

Література

[1] Луняка К.В., Ключев О.І., Русанов С.А., Ключева О.О. Дослідження роботи теплового акумулятора системи передпускового прогріву двигуна внутрішнього згоряння. *Теплофізика та теплоенергетика*. 2020 т. 42, №3. С. 76-81.

[2] Вербовський В.С., Грицук І.В., Адров Д.С., Краснокутська З.І. Особливості передпускового прогріву стаціонарного газового двигуна з використанням теплового акумулятора з фазовим переходом. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2014. №2. С. 85-90.

[3] Грицук І.В., Вербовський В.С. Тепловий акумулятор фазового переходу як засіб підвищення ефективності передпускової і післяпускової теплової підготовки двигуна в умовах низьких температур. *Збірник наукових праць УкрДУЗТ*. 2016. вип. 161. С. 61-69.

[4] Грицук І.В., Погорлецький Д.С., Худяков І.В., Білай А.В. Теплова підготовка суднового двигуна за допомогою теплового акумулятора фазового переходу. *СУЧАСНІ Енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2021: Матеріали 12-ї Міжнародної науково-практичної конференції: Херсон, 2021. С. 128-130.*

[5] Варшамов А.В., Голеншин В.В., Харитонов М.Ю. Выбор перспективных схем теплоаккумулирующих систем предпускового прогрева двигателей внутреннего сгорания. *Научові праці. Техногенна безпека. Радіобіологія*. 2016. Вип. 268, Том 280. С. 21-27.

[6] Грицук І.В., Погорлецький Д.С., Вербовський В.С., Вольська О.М., Вербовський О.В., Сімагін А.Ф. Забезпечення теплової підготовки двигуна енергетичної установки за допомогою системи прогріву з фазоперехідними тепловими акумуляторами. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої пам'яті професорів Фоміна Ю.Я. і Семенова В.С. Одеса-Стамбул – Одеса. 2019 р.

[7] M 43 C. Project Guide • Propulsion. URL: https://www.finanzauto.es/images/documentos/productos/soluciones_energeticas_propulsion/marino/M43C.pdf (дата звернення 10.03.2023).

Відомості про авторів

Георгій Кузнецов, аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, інженер-конструктор, Державне підприємство «Дослідно-проектний центр кораблебудування», Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1028-4102](https://orcid.org/0000-0002-1028-4102).



ВПЛИВ ЗАБРУДНЕННЯ ПОВЕРХНІ ТЕПЛООБМІНУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ОХОЛОДЖУВАЧІВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Чурсін Д.І., Шевцов А.П. 

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

Відмова, компресор, охолоджувач, ресивер, турбонагнітач, фільтр.

За результатами математичного моделювання процесів забруднення визначено, що приріст термічного опору має більший вплив на ефективність теплообмінних апаратів ніж приріст гідравлічного опору при однакових умовах.

Отримані результати дослідження пропонуються для визначення часу наробітки охолоджувачів повітря і рідини до технічного обслуговування в складі суднових і стаціонарних енергетичних установок.

Вступ

Охолоджувачі повітря і рідини широко використовуються в складі суднових і стаціонарних енергетичних установок.

Забруднення їх поверхонь теплообміну знижує потік теплоти і підвищує гідравлічний опір теплообмінних апаратів, що негативно впливає на показники ефективності енергетичної установки в цілому. З метою забезпечення вимог технічної експлуатації енергетичних установок проводять технічне обслуговування по підтримці чистоти проточних частин охолоджувачів. Рівень забруднення залежить від вмісту і дисперсного складу забруднення в теплоносіях, їх теплофізичних властивостей та від конструктивних показників поверхонь тепловіддачі.

Визначення пріоритету впливу забруднення на інтенсивність тепловіддачі та гідравлічний опір дає можливість оцінити зміну техніко-економічних показників охолоджувачів в складі енергетичної установки та призначити термін між очистками для забезпечення ефективної експлуатації суднових енергетичних установок.

Актуальність досліджень

Ефективність систем очистки для суднових енергетичних установок залежить від ряду чинників.

Сучасні системи повітрязабезпечення, змащення і охолодження на судах достатньо ефективні і в цілому забезпечують надійну роботу обладнання [1].

Технічне обслуговування теплообмінних

апаратів виконується без їх розбирання на стоянках, а за необхідністю здійснюється і на ходу.

В той же час при такому технічному обслуговуванні має місце підвищення температури повітря за його охолоджувачем і гідравлічного опору.

Таким чином, обґрунтування періодичності технічного обслуговування в умовах впливу забруднення на характеристики охолоджувачів та суднової енергетичної установки є запитом практики та актуальним завданням, що потребує вирішення.

Викладення основного матеріалу

Поставлене завдання щодо визначення зміни в часі термічного та гідравлічного опору теплообмінних апаратів вирішено при наступних умовах:

- вміст і дисперсний склад частинок забруднення в потоці речовини та їх теплофізичні властивості є сталими;
- розподіл осаджених частинок на поверхні рівномірний;
- ефективність осадження частинок на поверхню визначається вірогідністю осадження на окремій ділянці поверхні в полі течії при незалежних послідовних явищах, що розраховуються для рівномірних структур в просторі;
- швидкість руху частинок дорівнює швидкості руху теплоносія.

Згідно [2] значення фракційної ефективності осадження на k послідовних поверхнях

$$P_i = 1 - (1 - P_{\text{ряд}})^k,$$

а загальна ефективність осадження

$$P = \sum P_i n_i,$$

де $P_{\text{ряд}}$ – значення фракційної ефективності осадження на одному ряді поверхні;
 n_i – доля частинок i -ої фракції в потоці.

При цих умовах, за інтервал часу $\tau = L/v$ середня товщина відкладення на поверхні дорівнює

$$\delta_\tau = \left(\sum P_i n_i m_i \right) / S_i k \rho$$

де L – довжина теплообмінного апарату;
 v – швидкість руху частинок;
 m_i – середня маса частинки i -ої фракції;
 S_i – площа поверхні одного ряду;
 ρ – середня масова густина частинок.

Якщо час наробітки T , то середня товщина відкладення на поверхні теплообміну дорівнює

$$\delta = \delta_\tau (T/\tau).$$

За результатами розрахунків встановлено наступні залежності:

- фракційної ефективності фільтрів для частинок еквівалентного діаметра від 1 до 100 мкм для товщин фільтрувального матеріалу від 10 до 40 мм;
- товщини відкладень на поверхнях теплообмінних апаратів від часу при часі наробітки від 10 до 7500 годин;
- додаткового термічного опору при забрудненні поверхні теплообмінного апарату від часу наробітки для значень коефіцієнтів теплопровідності в межах від 0,1 до 0,4 Вт/(м К);
- додатковий гідравлічний опір при ламінарному та змішаному режимах течії теплоносія від часу наробітки.
- для гранично допустимої величина розрядження на фільтрі 100 мм вод. ст. в залежності від вихідних показників дисперсного складу часток, що забруднюють повітря під час наробітки на відмову складає від 100 до 200 годин, що погоджується з терміном між очистками;
- сепарація часток, що забруднюють повітря, на поверхні його охолоджувача за експоненціальною залежністю впродовж 9000-14000 годин за умови рівномірного покриття становить від 0,05мм до 0,1 мм;
- підвищення термічного опору поверхонь охолоджувача надувного повітря в таких умовах

при значеннях коефіцієнту теплопровідності забруднювача від 0,1 до 0,2 Вт/(м ×К) не перевищує 10%.

Висновки

За результатами розрахунків приріст термічного опору від забруднення поверхонь має більший вплив на ефективність теплообмінних апаратів ніж приріст гідравлічного опору при однакових умовах.

Отримані результати дослідження пропонуються для визначення часу наробітки охолоджувачів повітря і рідини до технічного обслуговування в складі суднових і стаціонарних енергетичних установок.

Література

[1] Рижков С.С. Забезпечення високого рівня екологічної безпеки при будівництві та експлуатації суден за рахунок впровадження аерозольних технологій [Електронний ресурс] / С.С. Рижков // Вісник НУК. – 2010. – Режим доступу : <http://evn.nuos.edu.ua/article/view/24561>.

[2] Шевцов А.П. Методика вероятностной оценки эффективности волоконистых фильтров/ А.П. Шевцов, И.Г. Васильев, Е.А. Кафка//Теплоэнергетика и хладотехника. Сб.научн.тр. Николаев. – 1985. – С.58-63.

Відомості про авторів


Дмитро Чурсін, аспірант, Національний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.



Анатолій Шевцов, д.т.н., професор, професор ННЦМІ МННІ, Національний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8692-6458](https://orcid.org/0000-0002-8692-6458).



ПЕРСПЕКТИВНІ ВИДИ ПАЛИВА ПО ЗМЕНШЕННЮ ВИКИДІВ ОКСИДУ ВУГЛЕЦЮ. МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ АМІАКУ ТА СУМІШЕЙ В ЯКОСТІ ПАЛИВА ДЛЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Дзигар А.К. 

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

зміна клімату планети, скорочення викидів парникових газів, альтернативні види палива для суднових дизельних двигунів, аміак як перспективне паливо.

Клімат нашої планети швидко змінюється через діяльність людей, і використання транспорту, в тому числі морського та річкового, викидів в атмосферу продуктів згоряння від рушіїв дає вагому частку в загальних викидах та відіграє значну роль в глобальному потеплінні. Підвищення температури поверхні Землі та атмосфери є однією з головних проблем, які потрібно вирішувати негайно, щоб не мати більших в найближчому майбутньому. Не додає оптимізму також нестабільність світової політичної ситуації. Тому в роботі вивчається та аналізується вплив транспортної галузі на екологію з метою знаходження шляхів зменшення викидів парникових газів, запровадження дій, направлених на пом'якшення впливу транспорту на атмосферу. Вивчаються альтернативні та передові види палива для зменшення глобальних викидів окислів вуглецю CO₂.

Вступ

Морське судноплавство викидає близько 940 мільйонів тон вуглекислого газу на рік (за даними моніторингу ІМО) і це приблизно 2,5 відсотка всіх викидів парникових газів (ПГ). Якщо не вжити заходів по обмеженню використання викопних видів палива чи не використовувати альтернативні палива з відсутністю вуглецю то ми можемо очікувати зростання викидів за прогнозами на 50% протягом наступних 30 років. Зважаючи на прогноз ІМО прийняла для морського транспорту обов'язкові заходи скороченню на 40 % викидів з суден до 2030 року і далі на 70% до 2050 року і на кінець 21-го століття повністю заборону викидів CO₂ з суднових енергетичних установок.

Зрозуміло, що потрібна альтернатива викопному паливу, такому, як нафта в першу чергу та яке складається приблизно на 80% із вуглецю.

Актуальність досліджень

Прискорення зміни клімату планети, негативні наслідки інтенсивного використання викопних видів палива потребують вже зараз негайних рішень для скорочення викидів парникових

газів, що і є однією з найсерйозніших проблем для транспортної галузі з часу винаходу та широкого використання двигуна внутрішнього згоряння. В морському транспорті дизельний двигун внутрішнього згоряння використовується в якості рушія судна, приводного двигуна для генерації електроенергії та в якості допоміжних приводів, це 98% від загальної кількості вищезгаданих механізмів.

В якості альтернативного палива з метою відходу від вуглеводнів частково чи повністю в перспективі судновласники та вчені розглядають декілька варіантів. Проаналізуємо ці види палива.

Викладення основного матеріалу

Метанол і «подвійне паливо» Метанол - це дуже дешеве паливо є в наявності майже у всіх великих портах. ІМО зараховує метанол до четвертого за важливістю морського палива.

Метанол - відмінний вибір для судновласника, щоб відповідати вимогам ІМО NOx Tier III: вихлоп взагалі не містить сірки, а вуглекислого газу на 15% менше, ніж звичайного морського мазуту. Двигун також може працювати на низькосірчистих марках палива RMG, DMA і

DMB, перемикаючись на метанол і з нього абсолютно безболісно, при цьому обидві системи повністю ізольовані, з окремими паливними танками і окремими системами бункерування

Зріджений природний (вуглецевий) газ – СПГ/LPG – використовується в якості суднового палива вже давно, практично з моменту оголошення планів ІМО радикально скоротити шкідливі викиди з морських суден, та затвердження Міжнародного кодексу безпеки для суден, що використовують газу або інші види палива з низьким рівнем спалаху (Кодекс IGF).

Біопаливо - альтернативний вид палива, отриманий шляхом простої переробки рослинних масел спиртом (наприклад, дешеве ріпакове або пальмова олія плюс дешевий метанол), також відомий і широко використовується протягом тривалого часу. Біопаливо використовується в чистому вигляді, без змішування зі звичайним дизелем, і, зменшує викиди вуглекислого газу на 85%, а сірки в паливі немає зовсім.

Водень - компанії морської галузі Японії, такі як Кансай, Кавасакі, Тойота, Тошиба і Міцубіші, і судноплавна компанія K-Line об'єдналися в Японську водневу асоціацію (Japan Hydrogen Association), для впровадження водневого палива в країні та світі. Вони розглядають розвиток водневих акумуляторів як найбільш перспективного джерела енергії.

Аміак - вид палива для двигунів, на який покладають великі надії і навіть називають «паливом майбутнього». Міжнародне енергетичне агентство в доповіді «Перспективи енергетичних технологій 2020» визначило аміак лідером серед альтернативних джерел енергії за довгостроковим прогнозом - до 2070 року, а за прогнозом DNV до 2050 року відбудеться перехід на газу (30%) і суміші з дуже низьким або нульовим вмістом вуглецю, де також буде переважати аміак. Існує норвезький проект в рамках програми ЄС з дослідження інновацій «Горизонт 2020» спрямований на створення аміачної енергетичної батареї за принципом вже створеної водневої батареї. Норвезька хімічна компанія «Yara» планує повністю виключити вуглеводні з циклу виробництва аміаку до 2026 року.

Аміак нині виробляється з застосуванням синтезу газоподібного водню, отриманого в даний час з вуглеводню і азоту по прямій реакції в газоподібній фазі в присутності каталізаторів, при тиску 20 МПа і температурі 400–450°C. Водень в основному виробляється з природного газу. Менший відсоток водню виробляють за допомогою газифікації вугілля. У 2020 році з 185 млн тон виробленого аміаку 72% на основі природного газу, 26% - на газифікацію вугілля і близько 1% - на нафтопродукти. Ці цифри вказують на те, що в даний час аміак в основному

виробляється з викопного палива (званого «сірим аміаком»). Таке виробництво вимагає високої енергії (~28–33 ГДж/тNH₃) і виробляє високі викиди CO₂ [~1,6 tCO₂/tNH₃, близько 1,8% глобальних викидів вуглекислого газу. Аміак визначається як «синій», коли в його виробництві включаються системи уловлювання і зберігання вуглецю (CCS). Коли аміак синтезується тільки з поновлюваних джерел енергії, його називають «зеленим» аміаком. Прогнозується, що світовий ринок зеленого аміаку буде стрімко зростати, при сукупних щорічних темпах зростання 7,8%, з 2021 по 2027 роки, що зменшить залежність виробництва аміаку від викопного палива.

Виробництво «зеленого аміаку» вдосконалюється, існуючі технології синтезу потребують додаткових досліджень і шляхів зниження енергозатрат.

Аміак має хімічні та фізичні властивості для використання в якості палива в двигунах внутрішнього згорання, і найбільш практичним за раз виглядає застосування в суднових чи стаціонарних дизельних двигунах в двопаливному режимі. Аміак як паливо для модернізованих чи нових суднових двигунів можливий після того, як проблеми виробництва «зеленого» аміаку буде вирішено, і цей процес буде достатньо невисокої вартості, будуть створені умови та вирішені технічні проблеми для безпечного і ефективного використання аміаку в якості суднового палива.

Аміак може безпосередньо використовуватися в якості палива як носій водню завдяки надзвичайно високій щільності водню в ньому та безпечно транспортується та зберігається для використання. Рідкий аміак можна зберігати при розумній температурі мінус 33°C і 9 бар тиску при +20°C. Газ аміак - це безбарвний газ, з різким запахом. Це перевага щодо його токсичності. Дійсно, можливий витік легко сприймається (приблизно на 5 ppm), задовго до досягнення рівнів безпеки, зафіксованих на рівні 25 і 35 ppm відповідно.

Основні практичні труднощі використання аміаку (NH₃) як палива в двигунах внутрішнього згорання пов'язані з поганою якістю займання (RON>130), з високою температурою самозаймання (924 К), низькою швидкістю полум'я (~7 см/с для стехіометричної NH₃/повітряної суміші, P = 1 атм, T = 298 К), приблизно на порядок нижче по відношенню до звичайних видів палива і спиртів. Межі горючості (15%-28% за об'ємом в повітрі) і дуже висока мінімальна енергія займання (MIE = 680 мДж, а також аміак NH₃ має високу приховану теплоту пароутворення (1370 кДж/кг і при впорскуванні NH₃ в двигуни температура згорання може різко знизитися, що призведе до неповного згорання і

втрати ККД двигуна. Високе значення NH_3 RON може бути використано як перевага для двигунів, оскільки може призвести до більш високих коефіцієнтів стиснення і до підвищення ефективності двигуна. При використанні чистого аміаку для компенсації низької швидкості аміачного полум'я потрібно високий тиск наддуву і ступінь стиснення для використання високого октанового числа аміаку і компенсації низької ламінарної швидкості горіння. Для прискорення швидкості горіння аміаку додається кілька відсотків водню H_2 .

Викиди NO_x при окисленні NH_3 повинні бути контрольовані шляхом впровадження первинних заходів (повітряно-паливне регулювання, рециркуляція димових газів та зволоження) або методів після спалювання [селективне некаталітичне відновлення (SNCR) та селективне каталітичне відновлення (SCR)]. Модифікації механізмів та систем необхідні для того, щоб двигуни внутрішнього згорання працювали з NH_3 . По-перше, при роботі з впорскуванням палива повинен бути введений в систему паливний бак на 8 Бар і система паливоподачі, схожа на LPG, оснащена випарником з підігрівом перед інжектором. У зв'язку зі зростаючим інтересом до аміаку, метанолу та інших видів палива низької в'язкості, були розроблені рішення, що дозволяють пряме впорскування (common rail) високого тиску.

Аміак як паливо в дизельних двигунах є складним через його дуже низьку реакційну здатність, більш привабливе паливо для малооборотних довгоходових суднових дизельних двигунів. Досліджується декілька рішень для спалювання аміаку, як в чистому, так і в двопаливному режимі. Перші дослідження по використанню аміаку в дизельних двигунах датуються кінцем 60-х років по програмі армії США. У 1967 році спалили чистий аміак в двигуні Cooperative Fuel Research (CFR), збільшивши ступінь стиснення до 35:1 і температуру впуску до 423 К. Низька реакційна здатність аміаку в поєднанні з високим ступенем стиснення призвели до максимального тиску близько 150 Бар через однорідний процес горіння заряду. Застосування дизельного палива в якості запалювального палива дозволило знизити компресію до 15,2:1, що припускає використання аміака при двопаливному режиму горіння. Більш пізні дослідження мали на меті оптимізувати продуктивність та викиди вихлопних газів двигунів NH_3 /дизельного палива, щоб зменшити викиди ПГ без витрати продуктивності, як доказ того що аміак (NH_3) може використовуватися як основне паливо в дизельних двигунах з турбонаддувом з невеликою кількістю модифікацій. Випробування проводилися при різних навантаженнях і оборотах двигуна. Частка енергії

аміаку в 95% була досягнута при наближенні крутного моменту двигуна до максимального. Подальших поліпшень ефективності горіння можна досягти шляхом безпосереднього впорскування аміаку в камеру згорання при високому тиску. Порівняльні характеристики горіння та вихлопних газів дизельного двигуна на подвійному паливі з характеристиками двох різних систем впорскування аміаку: непрямого низького тиску та прямого високого тиску в результаті показали збільшення максимальної заміни енергії при переході з системи впорскування низького тиску на високий тиск з 80% до 97%. Подвійний паливний режим низького тиску забезпечував більш високу зазначену теплову ефективність, тоді як режим подвійного палива високого тиску обмежував незгорілі викиди вихлопних газів NH_3 .

Було досліджено кілька застосувань у використанні NH_3 у поєднанні з альтернативними видами палива в дизельних двигунах, досліджували вплив метилового ефіру соєвої олії як тригера горіння аміаку. Заміна біодизеля на дизель не призвела до значних коливань продуктивності та викидів. Також були проведені чисельні дослідження щодо використання керосину в суміші або як альтернативи дизелю для запуску горіння NH_3 . Вони виявили кращі результати початку загорання при переході з дизеля на керосин, як результат відбулося більш повне згорання NH_3 в об'ємі циліндра. Були проведені спроби ввести суміші диметилового ефіру (DME)/ NH_3 , оскільки NH_3 змішується з DME, але результати показали погіршення показників горіння та збільшення шкідливих викидів.

NH_3 можна успішно використовувати як водневий носій завдяки надійності бортових систем виробництва водню за допомогою крекінгу або дисоціації NH_3 . Проведений експериментальний аналіз впливу дисоційованого NH_3 на згорання і емісію дизельного двигуна з прямим впорскуванням. З цією метою 3% об'єму наддувального повітря було замінено газоподібним аміаком, дисоційованим аміаком і чистим воднем. І аміак, і водень забезпечують зниження ефективності горіння в порівнянні з чистим дизельним паливом. Заміна 3% впускного повітря на безуглецевий NH_3 або H_2 дозволяє знизити кількість дизельного палива приблизно на 15% з перевагами на викиди CO_2 приблизно до 12%.

Висновки

Аміак має чудовий потенціал відігравати значну роль як стійке паливо для майбутнього як у модернізованих, так і в нових двигунах. Однак потрібні значні подальші науково-дослідні та дослідно-конструкторські роботи, великомасштабне промислове виробництво зеленого аміаку.

Окрім цього потрібно забезпечити безпечно та ефективно використання аміаку на борту судна. Безпека перш за все: подвійні стінки і чисте безпечно згоряння – це потребує вирішення оскільки аміак є токсичною і потенційно агресивною хімічною речовиною. Необхідно створення повної системи від паливного бака до двигуна, проведенні випробувань з подвійними стінками, використанні різних матеріалів, розробці розумного програмного забезпечення та пошуку оптимальних технологічних рішень, щоб уникнути викиду в повітря закису азоту (N_2O) або «сміхового газу». Аміак можна виробляти з повітря та сонця – і він без вуглецевий. Зріджений природний газ (СПГ) вже надав судноплавству набагато кращу альтернативу в майбутньому, але синтетичне паливо, таке як аміак з відновлюваних джерел енергії, буде необхідно для досягнення цілей скорочення викидів парникових газів, ІМО та більших цілей Паризької угоди, щоб стримати підвищення глобальної середньої температури до рівня нижче 2 °C вище до індустріального рівня.

Література

[1] Laursen, R.; Barcarolo, D.; Patel, H.; Dowling, M.; Penfold, M.; Faber, J.; Király, J.; van der Ven, R.; Pang, E., van Grinsven, A. (American Bureau of Shipping, CE Delft, and Arcsilea); Potential of Ammonia as Fuel in Shipping This report and any associated materials are available online at www.emsa.europa.eu; European Maritime Safety Agency 2022;

[2] JFE Holdings, Inc.; Application of Ammonia as a Fuel to Marine Diesel Engine;

[3] Carlos Gervasio Rodríguez, María Isabel Lamas, Juan de Dios Rodríguez and Amr Abbas; Journal of Marine Science and Engineering; Possibilities of Ammonia as Both Fuel and NO_x Reductant in Marine Engines: A Numerical Study;


Відомості про авторів

Анатолій Дзигар, механік I розряду, старший викладач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-5947-6263](https://orcid.org/0000-0001-5947-6263).



СЕКЦІЯ 3
РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ
ТРАНСПОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО
ОБЛАДНАННЯ

DETERMINATION OF DYNAMIC LOADS DURING OPERATION OF TOWER CRANES

Gorbatyuk Ie.V. 

Kyiv National University of Construction and Architecture, Ukraine

Abstract

Keywords:

crane, mechanism, indicator, element, load, moment

In order to simplify calculations of structures under dynamic loads in operation, a diagram is given according to which the rest of all elements of the mechanism are brought to its first element (engine). This allows you to greatly simplify the equation for solving and determine the values of the elasticity or stiffness factors of the elements. The method of determining the elasticity and stiffness factors of dynamic load elements given in the work makes it possible to significantly simplify the solution of complex equations and determine their values with sufficient accuracy.

Introduction

Loading and unloading works are an integral part of the technological process of construction. Cranes of different types are mainly used to perform these works [1]. Cranes as lifting machines are widely used in construction for the movement of goods and installation of structures.

The scientific and technological progress taking place in all countries of the world strongly requires an increase in productivity, load lifting and an increase in the working speeds of lifting machines, which leads to a reduction in transients, that is, to a decrease in the time of acceleration and braking of machines. All this leads to an increase in the intensity of the load-lifting machine, causes additional forces on all elements of the machine, received in the technique the name – external dynamic loads [2].

On the other hand, any machine has structural features of its kinematics, deviations in the size of individual parts within the established tolerance, clearance in gear gears and couplings, deformability of the system – all this causes vibrational processes in the machine transmission and refers to phenomena – internal dynamics of the machine.

Relevance of research

For safe operation of cranes, it is important to take into account the value of all types of dynamic loads operating when calculating their structures and selecting component elements [3, 4].

Therefore, at present, the actual problem is the development of a technique for determining

dynamic loads in the mechanism of lifting the cargo of cranes in case of lack of movement in order to simplify complex calculations.

Presentation of the main material

Elements of dynamic loads of the crane load lifting mechanism are its elastic components – ropes and shafts, which are deformed under the influence of loads. The value of this deformation of the elements is taken into account by the coefficients of elasticity or compliance with linear and steep or their inverse value – stiffness coefficients. These coefficients depend respectively on linear or angular strains.

Due to the fact that the lifting mechanism consists of a large number of elastic elements, the assembly and solution of equations for determining these coefficients is difficult. In order to simplify the equations and these calculations, the given calculation scheme according to which the remaining elements of the mechanism are brought to its first element (engine) is recommended. This allows you to greatly simplify the equation for solving and determine the values of the elasticity factors or stiffness of the elements of the dynamic loads of the crane lifting mechanism.

Therefore, it is necessary to develop a methodology for determining dynamic loads in the mechanism of lifting the crane load in case of non-stop movement with the use of the given design schemes in order to simplify complex calculations.

Any mechanism or any machine has elements or assemblies of massive or rigid bodies, which in the course of the transition process move as a whole.

Such elements can be considered absolutely rigid bodies, and their entire mass can be concentrated at a point coinciding with the center of weight of this element or node.

Thus, the mechanism or machine consists of "point masses" which include: transported cargo, rotating parts of the engine, brake pulley, drum, gear wheels, etc. [5].

These "point masses" are connected by elastic elements – shafts, ropes and other elements that determine, mainly, the deformation of the mechanism. These elastic elements have a relatively small mass, compared to "point masses," so they can, in the first approximation, be considered massless or absolutely elastic elements.

The elastic elements of the machine under its load are appropriately deformed. The amount of this deformation of the element is taken into account by the coefficient of elasticity or compliance.

The coefficient of elasticity or compliance is defined as the ratio of the value of linear deformation or the angle of twist of this element to the value of the force or torque acting on it.

In practice, more often use the value of the inverse coefficient of elasticity, which is called the stiffness coefficient.

Thus, the design scheme can be represented by a number of "point masses" connected by weightless absolutely elastic bonds.

To illustrate the dynamic action of individual masses, depending on the task, they are led to some one elastic link located on one elastic link. Due to the fact that each mechanism has both rotating and progressively moving masses, two design drive schemes are possible.

If the drive is made to some shaft of the mechanism, then the given scheme of rotational motion is applied.

For such a scheme, external loads (torques), inertial forces (moments of inertia or flywheels), elasticity of kinematic elements (coefficients of torsion stiffness), backlash or clearances are specified.

If brought to the translational moving elastic element - rope, chain, rod, then the given scheme of translational stroke is applied.

For such a scheme, external loads (starting or moving forces of the engine, brake forces, supports of motion), inertial properties (masses), elastic kinematic elements (rigidity factors), backlash (linear gaps) are specified.

Conclusions

It follows from the analysis of data of calculation schemes that if we take into account all the elements of the machine in the design scheme, then the scheme is very difficult, and the definition of dynamic loads is an intractable task. Therefore, in order to study dynamic processes in a mechanism or machine, it is advisable to use the so-called given calculation schemes that reflect the actual operation of the mechanism or machine and allow non-difficult decisions to obtain and analyze dynamic loads.

References

- [1] Determination of dynamic loads in the crane lifting mechanism / Volianiuk V.O., Gorbatiyuk Ie.V., Terentyev A.A., Bulavka O.O. Modern engineering and innovative technologies. Issue №22. Part 1. August 2022. P. 3-14. doi:10.30890/2567-5273.2022-22-01-006.
- [2] Volyanyuk V.O., Gorbatiyuk Ie.V. (2021). Rozrahunok mehanizmiv vantazhopidijmal'nyh mashyn [Calculation of mechanisms of lifting machines] Kyiv: KNUCA [in Ukrainian].
- [3] Volyanyuk V. Determination of inertial loads of the rotary boom of a self-propelled crane / V. Volyanyuk, D. Mishchuk, E. Gorbatiyuk. Kyiv: Mining, construction, road and reclamation machines, 2020, 96. 13-21. <https://doi.org/10.3247/gbdmm2020.96.05.25> [in Ukrainian].
- [4] B. Jerman, P. Podržaj, J. Kramar. (2004). An investigation of slewing-crane dynamics during slewing motion—development and verification of a mathematical model. International Journal of Mechanical Sciences. 46 (5), 729-750. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2004.05.006>.
- [5] Volianiuk V. Michuk D., Gorbatiyuk E. (2021). The inertial loads of a telescopic boom of a truck crane. Automobile transport, 49, 54-62. <https://doi.org/10.30977/AT.2019-8342.2021.0.49.01.25> [in Ukrainian].

Authors' information

Ievgenii Gorbatiyuk, PhD, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Construction Machinery, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0002-8148-5323](https://orcid.org/0000-0002-8148-5323).



ОСНОВНІ ВИДИ НЕСПРАВНОСТІ РОТОРА СУДНОВИХ НАСОСІВ

Свиридов В.І.[✉], Андреев А.А.[✉], Пирисунько М.А.

Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

устаткування, параметри, вібрації, рухомі частини, технічний стан, діагностика

Робота насосного устаткування завжди потребує забезпечення надійності при його експлуатації, бо від цього залежить безпека, яка може впливати на надійну експлуатацію суднової енергетичної установи в цілому. Ось чому нерівноваженість валу насоса чи електродвигуна є дуже важливим фактором забезпечення надійної роботи насосного устаткування. Тому при ремонті та монтажу особливу увагу приділяють питанню балансування рухомих частин насосного агрегату

Вступ

При обертанні нерівноваженого валу відцентрові сили, що виникають, надають змінні тиски на опори (через підшипники). Оскільки жорсткість опор у реального насосного агрегату не буває нескінченною, ці тиски викликають їх вібрації.

Тому завдання балансування ротора полягає в тому, щоб досягти такого розподілу коригувальних мас на роторі, при якому вібрації опор не перевищуватимуть норм, що допускаються, у всьому діапазоні частот обертання ротора (від нуля до робочої частоти обертання). Ось чому, перш ніж перейти до оцінки технічного стану підшипників та інших вузлів і деталей насосного агрегату за параметрами їх вібрації, необхідно визначити ступінь нерівноваженості ротора (його норми) і при необхідності зробити його підбалансування.

Ці складові змінюються під час роботи та залежать від багатьох навколишніх факторів.

Актуальність досліджень

Основним дефектом ротора є його нерівноваженість. Нерівноваженістю ротора, що розглядається як абсолютно тверде тіло, називається розбіжність його головної, центральної осі інерції з віссю обертання. Залежно від розподілу мас ротора розрізняють нерівноваженість трьох видів: статичну; моментну; динамічну. Статична нерівноваженість ротора має місце, коли головна вісь інерції проходить через центр мас C ротора, залишаючись паралельною осі обертання Ox (рис. 1, а)

У цьому випадку всі нерівноважені сили інерції, приведені до центру мас ротора, що обертається, дають тільки головний вектор $R_{ст}$, головний момент дорівнює нулю. Така нерівноваженість може бути виявлена без обертання ротора, наприклад, на паралелях.

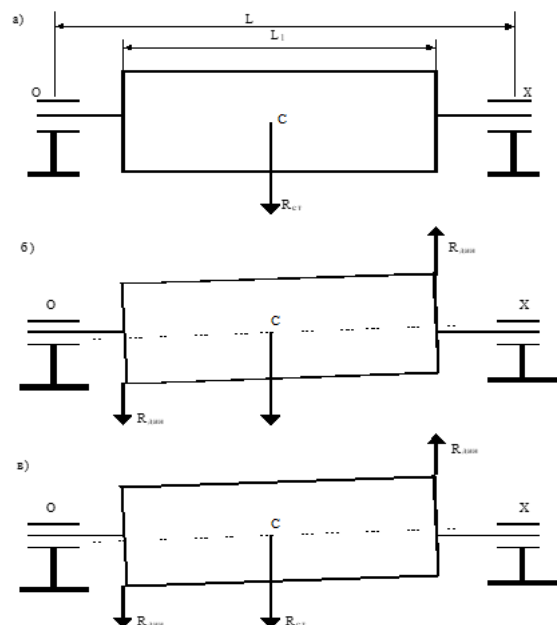


Рисунок 1. Види нерівноваженості жорсткого ротора

При обертанні симетричного ротора в цьому випадку до підшипників прикладені дві рівні і однаково спрямовані сили, що збурюють. Моментна нерівноваженість ротора виникає, коли головна вісь інерції перетинає вісь обертання у центрі мас (див. рис. 1, б). У цьому випадку всі

неврівноважені сили інерції, приведені до центру мас ротора, що обертається, дають тільки головний момент $R_{\text{дин}} \times L_1$, головний вектор дорівнює нулю. Ця нерівноваженість виявляється тільки при обертанні ротора, коли виникає обурливий момент, що викликає обертальні коливання ротора щодо поперечної осі, що проходить через центр мас. Динамічна нерівноваженість ротора характеризується наявністю одночасно статичної та моментної нерівноваженості ротора (див. рис. 1, в).

У загальному випадку головний вектор і головний момент знаходяться в різних осьових площинах ротора, а збуджуючі сили, що викликаються ними, додані до підшипників у будь-якій осьовій площині, зсунуті по фазі. Вісь ротора та її головна, центральна, вісь інерції перетинаються над центром мас чи перехресчуються.

Дисбалансом називається вектор, рівний добутку нерівноваженої маси на радіус-вектор її центру щодо осі ротора, який називається ексцентриситетом центру маси. Напрямок дисбалансу збігається з напрямком ексцентриситету.

Головний вектор дисбалансів ротора D дорівнює сумі всіх векторів-дисбалансів ротора і обертається разом із ротором. Статична нерівноваженість ротора повністю визначається головним вектором дисбалансів $D_{\text{ст}}$, або ексцентриситетом центру маси ротора $e_{\text{ст}}$, або відносним зміщенням головної, центральної, осі інерції та осі ротора, рівним значенню ексцентриситету центру маси $e_{\text{ст}}$. Значення $e_{\text{ст}}$, що дорівнює відношенню модуля D головного вектору дисбалансів до маси ротора M , називається також питомим дисбалансом, оскільки визначає дисбаланс, що припадає на 1 кг маси ротора.

Дефекти гідравлічної частини. Багато-ступінчасті відцентрові електронасоси з погляду виникнення в них коливань представляють складну гідропружну систему з безліччю віброактивних джерел.

Збуджуючі сили, що викликають вібрацію відцентрових насосів, мають великий набір компонентів у всьому діапазоні звукових частот. При цьому обурення можуть мати або дискретний спектр, або являти собою широкосмуговий або вузькосмуговий випадковий процес з досить певною середньою частотою. Специфічність конструкцій насосів, різноманітність збуджуючих сил, зон їх дії, просторової орієнтації векторів сил і моментів визначають і складність динаміки насосів.

Головними компонентами збурень є:

– оборотна частота, що породжується незбалансованістю роторів насоса та електроприводу та їх окремих елементів, а також гідравлічними небалансами, обумовленими змінністю зазору

між ротором і прилеглими до нього елементами корпусу (тобто щілинні зазори ущільнень, підшипників);

– лопаткові частоти та їх гармоніки у широкому діапазоні частот; їх дискретні компоненти мають найбільш високі значення рівнів у віброакустичному спектрі насоса.

Джерела та причини їх виникнення пов'язані із взаємодією системи лопаток робочого колеса (z_1) з вхідним потоком, а також з полем системи лопаток направляючого апарату (z_2).

Вплив кожного з цих джерел на насос залежить від співвідношення лопаток z_1 і z_2 і орієнтації лопаток та інших причин;

– вихрові частоти в зоні високих частот мають суцільний спектр, вони породжуються обтіканням потоку рідини елементів конструкції з утворенням вихорів, в цій області частот мають місце і випадкові пульсації, що виникають як внаслідок зриву вихорів з самої лопатки, так і при проходженні повз її вихорів, що збігають з лопаткою робочого колеса, періодичність освіти вихорів характеризується числом Струхаля (Sh);

– кавітаційні частоти, що мають дискретні компоненти у діапазоні низьких частот до 25 Гц, високі рівні вібрацій зазвичай мають насоси, які працюють з малими підпорами, а також в режимах протитечії, вібрації в них викликані нестационарними періодичними течіями в напрямному апараті. Умови їх появи є функція $F = f(z_2, \alpha, l/t, Q)$, де z_2 – число лопаток направляючого апарату; α – кут встановлення їх; l/t – відношення довжини лопатки до кроку лопаток; Q – режим насоса по подачі, зі зменшенням подачі при певних умовах виявляються періодичні зриви потоку з подальшим відновленням, причиною таких пульсацій є зрив, що обертається в лопатевій системі робочого колеса, який періодично змінює поле швидкостей навколо прямої лопатки; – кавітаційні частоти (у зоні середніх і високих частот), визначаються інтенсивністю кавітаційного процесу, тобто швидким утворенням у зоні зниженого тиску великих сфероподібних бульбашок з наступним замиканням їх у зоні підвищеного тиску. Всі перелічені компоненти входять тією чи іншою мірою у складові сил і моментів по кожній з осей. Виявлення зон виникнення тих чи інших збурень, зон передачі зусиль з ротора на корпус насоса є самостійним і складним завданням. Корозійне та ерозійне зношування деталей, що знаходяться в рідині, в першу чергу робочих коліс насосів заборотної води. Погіршення якості поверхні лопатей (аж до руйнування окремих ділянок) змінює умови обтікання, посилює ймовірність появи кавітації і може призвести до підвищення вібрації. Засмічення трубопроводів

систем, головним чином систем охолодження (відкладення продуктів корозії, солевідкладення в трубопроводах прокачування теплообмінників тощо), що призводить до збільшення опору, при цьому зростає напір насоса, у зв'язку зі зміною режиму роботи збільшується і вібрація насоса.

Корозійне та ерозійне зношування деталей насосів і суднових трубопроводів може призвести до зміни вібрації на лопатевих частотах в області високих частот. Руйнування вхідних кромок лопатей насосів, поява виразок та раковин на лопатях є типовими дефектами насосів забортної води. Однак при рівномірному зносі лопатей суттєвої зміни вібрації у ретельно поставленому експерименті не зафіксовано. Значне зростання вібрації спостерігається лише при поломі однієї з лопатей.

Дефекти електромагнітної системи електродвигуну. Хоча природа вібрації електромагнітного походження є загальною для машин всіх типів (серед яких асинхронні двигуни мають найбільш складний вид електромагнітного поля), особливості процесів взаємного перетворення електричної та механічної енергії та індивідуальні конструктивні особливості як типу, так і кожної конкретної машини можуть надавати ще суттєвий вплив на характер її вібрації. Внаслідок цього діагностичні ознаки дефектів ланцюгів у різних типах машин можуть істотно розрізнятися.

В електричних машинах присутні два основних види сил збудження електромагнітного походження:

- радіальні сили, що виникають при тимчасових та просторових змінах магнітного поля в повітряному зазорі між ротором і статором;
- тангенціальні сили, що виникають при взаємодії магнітного поля з лінійним струмовим навантаженням машини.

Характер цих сил визначається зміною магніторухомих сил обмоток та магнітною провідністю повітряного зазору машин, тобто індукцією магнітного поля та лінійним струмовим навантаженням в обмотках машини. При цьому електромагнітні сили можуть викликати значні деформації магнітопроводу, збуджуючи просторові коливання статора та вигин кільця статора, а також вигин ротора. Джерела електромагнітних сил розподілені у просторі та мають конкретної точки докладання.

При проектуванні електричних машинах розподіл електричних і магнітних сил і потоків ланцюгами прагнуть створити просторово симетричним. Їх внесок у загальну вібрацію машин у справному стані в більшості випадків невеликий. Основний вплив на характер вібрації

надають рівні технології виготовлення електричних машин, складання (ремонт) та особливості експлуатації. Низька якість перших двох факторів може призвести до асиметрії електричних і магнітних ланцюгів, з переходом на нелінійні ділянки кривої намагнічування в різних режимах роботи машини, а також проявом нелінійності опору магнітних ланцюгів. Наприклад, відхилення форми статора і ротора, перекося підшипників (опор) та інші дефекти виготовлення і складання, що викликають статичний і динамічний ексцентриситет (тобто нерівномірність повітряного зазору), можуть призводити до появи значної магнітної асиметрії та зміни характеру вібрації. З іншого боку, параметри вібрації машини можуть істотно залежати від умов експлуатації (наприклад, числа пусків електродвигуна) і якості напруги мережі.

При діагностиці дефектів, що супроводжуються підвищеною вібрацією електродвигуна, в першу чергу необхідно встановити, чи є її причина електромагнітного походження або механічного. Між останніми не завжди можна провести чітку грань: тріщина в стрижні ротора асинхронного двигуна може призвести до його місцевого нагрівання і, як наслідок, теплового дисбалансу (у цьому випадку першопричина – дефект електричного походження). В електромеханічних системах, особливо за наявності електромагнітних і механічних дефектів, одночасне існування і взаємодія різних сил, що викликають вібрацію, може призводити до виникнення складних сигналів вібрації: модуляції і биттям.

Дефекти віброізоляторів та фундаментів. На віброактивність Насосного устаткування впливає і технічний стан віброізоляторів, на яких воно встановлено. Відомо, що старіння гуми, що використовується для віброізоляції механізмів, зазвичай пов'язане з підвищенням її жорсткості. Підвищена жорсткість кріплення, що амортизує, викликає зменшення амплітуди вібрації на лапах машин і фланцях приєднання її до трубопроводів, призводить до збільшення вібрації корпусних конструкцій. Ця обставина під час проведення вібродіагностики насосного устаткування може призвести до постановки помилкового діагнозу. Ефективність віброізоляторів насосних агрегатів доцільно оцінювати перепадом віброприскорень, вимірюваних до і після віброізолятора, тобто. вимірювання перепаду віброприскорень проводити на лапі механізму та на фундаменті. На низьких частотах від одиниць Гц до 50 Гц ефективність віброізоляції практично дорівнює нулю. Тому рекомендується перепад віброприскорення на віброізоляторах вимірювати в діапазоні від 50 Гц до 1000 Гц. Для кожного типу віброізоляторів існують свої норми щодо перепаду віброприскорень.

Висновки

Проведений фізико-технічний аналіз процесів функціонування насосного устаткування дозволяє зробити висновки:

1. Насосне устаткування як об'єкт діагностування являє собою складну систему, в якій найбільш відповідальним вузлом є балансування ротора, це полягає в тому, щоб досягти такого розподілу коригувальних мас на роторі, при якому вібрації опор не перевищуватимуть норм, що допускаються, у всьому діапазоні частот обертання ротора.

2. Практично всі види дефектів і несправностей вузлів та деталей насосного устаткування визначають за параметрами вібрації. Моментна нерівноваженість ротора виникає, коли головна вісь інерції перетинає вісь обертання у центрі мас. У цьому випадку всі нерівноважені сили інерції, приведені до центру мас ротора, що обертається, дають тільки головний момент $R_{дин} \times L_1$, головний вектор дорівнює нулю.

3. У випадку коли всі нерівноважені сили інерції, приведені до центру мас ротора, що обертається, дають тільки головний вектор $R_{ст}$, головний момент дорівнює нулю. Така нерівноваженість може бути виявлена без обертання ротора, наприклад, на паралелях. При обертанні симетричного ротора в цьому випадку до підшипників прикладені дві рівні й однаково спрямовані сили, що збурюють.

4. Динамічна нерівноваженість ротора характеризується наявністю одночасно статичної та моментної нерівноваженості обертаючого ротора.

Література

[1]. Неразрушающий контроль и диагностика: Справочник под редакцией В.В. Клюева; 3-е изд. - М.: «Машиностроение». 2005г. - с. 600-612.

[2]. Інформаційне забезпечення моніторингу об'єктів теплоенергетики: Монографія. В.П. Бабак та ін., за ред. В.П. Бабака. К., Ін-т техн. теплофізики НАН України, 2015, 512 с.

[3]. Развитие и оптимизация систем контроля атомных электростанций с ВВЭР: монография. В.И. Скалозубов, Д.В. Билей, Т.В. Габлая и др., под ред. В.И. Скалозубова. Чернобыль, Ин-т проблем безопасности АЭС НАН Украины, 2008, 512 с.

[4]. Яворський І.М. Математичні моделі та аналіз стохастичних коливань. Львів, ФМІ НАНУ, 2013, 804 с.

[5]. Puchalski A. Komorska I. Stable distributions and fractal diagnostic models of vibration

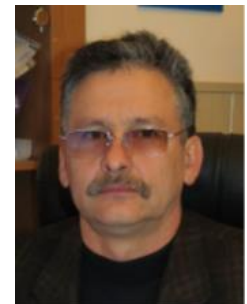
signals of rotating systems. *Applied Condition Monitoring*. 2018. Vol. 9. Pp 91-101. https://doi.org/10.1007/978-3-319-61927-9_9

Відомості про авторів

В'ячеслав Свиридов, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4841-7935](https://orcid.org/0000-0002-4841-7935).



Андрій Андреев, к.т.н., професор, завідувач кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1095-0398](https://orcid.org/0000-0002-1095-0398).



Максим Пирисунько, к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3928-7112](https://orcid.org/0000-0002-3928-7112).



ВИКОРИСТАННЯ ЦИФРОВИХ ПРОФІЛІВ ДЛЯ АНАЛІЗУ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Білоусов Є.В.[✉], Самарін О.Є., Рибальченко М.Є., Будко В.П.

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

судновий малообертовий двигун, індиціювання, індикаторна діаграма, параметри робочого процесу, режим роботи.

Сучасні тенденції до зниження експлуатаційної швидкості суден, пов'язані з намаганням судновласників зменшити витрати на паливну складову, унеможливають проведення індиціювання та діагностики двигунів на номінальних режимах. Як наслідок, виникає потреба в визначенні параметрів робочого процесу на режимах часткових навантажень які суттєво відрізняються від номінальних. Для вирішення цієї проблеми, авторами було запропоновано методику, яка дозволяє отримувати аналітичним шляхом еталонні індикаторні діаграми для будь якого режиму роботи двигуна, базуючись на результатах його стендових випробувань. Аналіз таких діаграм дозволяє розширити перелік параметрів, що характеризують перебіг робочого процесу та виявити закономірності змін цих параметрів. Визначенню розширеного переліку параметрів робочого процесу основного на аналізі розрахункових індикаторних діаграм присвячено це дослідження.

Вступ

Технічний стан суднових двигунів суттєво впливає на перебіг робочого процесу, його ефективність та екологічність. Від нього залежить ефективність експлуатації суднових енергетичних установок в загалом. Крім того ефективність функціонування головних малообертових двигунів суттєво залежить від правильності вибору режимів їх роботи з урахуванням поточного технічного стану. Контроль параметрів робочого процесу з ціллю контролю технічного стану двигуна поширена і дуже ефективна процедура, яка використовується майже на усіх типах мало- та середньообертових двигунів. Однак, двигунобудівні компанії надають споживачу дуже обмежений набір діаграм, що характеризують перебіг робочого процесу у обмеженому діапазоні робочих режимів. Найбільш поширеним методом представлення таких діаграм є графічних залежності для діапазону 50...100% від максимальної експлуатаційної потужності (Maximum continuous rating – MCR) [1]. У реальній умовах сучасних тенденцій щодо експлуатації, двигуни працюють поза межами зазначеного діапазону робочих режимів, що пояснюється тенденціями щодо зменшення комерційної швидкості суден з метою скорочення витрат на паливо [2]. Жорстко лімітований графік руху,

призводить до того, що здійснювати індиціювання доводиться тільки на режимі строго лімітованому судновласником. Звісно, що результати такого індиціювання погано корелюються з еталонними індикаторними діаграмами, які надаються виробником двигуна по результатам його стендових випробувань.

Актуальність досліджень

Таким чином, під час експлуатації виникає потреба в оцінюванні параметрів робочого процесу, що лежать поза межами області специфікаційних режимів, постає проблема пов'язана з отриманням еталонних даних для порівняння з результатами вимірювань одержаних під час планового індиціювання. Зазвичай, у таких випадках судновий персонал в якості бази для порівняння використовує данні попередніх вимірювань. Однак такий підхід не є коректним, оскільки дійсний технічний стан двигуна на момент попереднього вимірювання не є визначеним.

Викладення основного матеріалу

Для визначення параметрів робочого процесу на неспецифікаційних режимах, авторами була розроблена методологія побудови цифрових

профілів робочих процесів за результатами стандартних випробувань заводу-виробника з представленням їх у вигляді 3D поверхні [3]. Така візуалізація дозволяє надати уявлення о характері протікання робочого процесу на різних режимах навантаження двигуна. Приклади 3D-поверхні робочих режимів отримані авторами для двигуна 8K90MC-C виробництва компанії HSD-MAN B&W [4] наведено на рис. 1. Використання даної методики дозволяє отримувати розрахункові еталонні індикаторні діаграми для будь якого робочого режиму и використовувати їх у якості бази для порівняння та аналізу перебігу робочого процесу.

Але застосування аналітично отриманих індикаторних діаграм не вичерпується тільки їх використанням в якості бази для порівняння з індикаторними діаграмами отриманими під час експлуатації двигуна в складі енергетичної установки судна. Розширений аналіз цифрового

профілю за допомогою розробленої авторами розрахункового комплексу дозволяє отримати окремі залежності зміни параметрів робочого процесу як функції навантаження двигуна. Для цього з цифрового профілю виокремлюються діаграми, що з заданим кроком відповідають різним режимам його роботи. На рис. 2 представлено набір таких діаграм у рф-координатах які виокремленні з цифрового профілю з кроком навантаження 10% для діапазону 20...100% від MCR.

Розроблений авторами розрахунковий комплекс [5], може бути використано для розширеного аналізу виокремлених індикаторних діаграм, що дозволяє визначити ряд параметрів робочого процесу як тих, що входять до основної номенклатури паспортних даних, так и інших параметрів, які можна використовувати у якості діагностичних для оцінки технічного стану двигуна, у всьому діапазоні його робочих режимів.

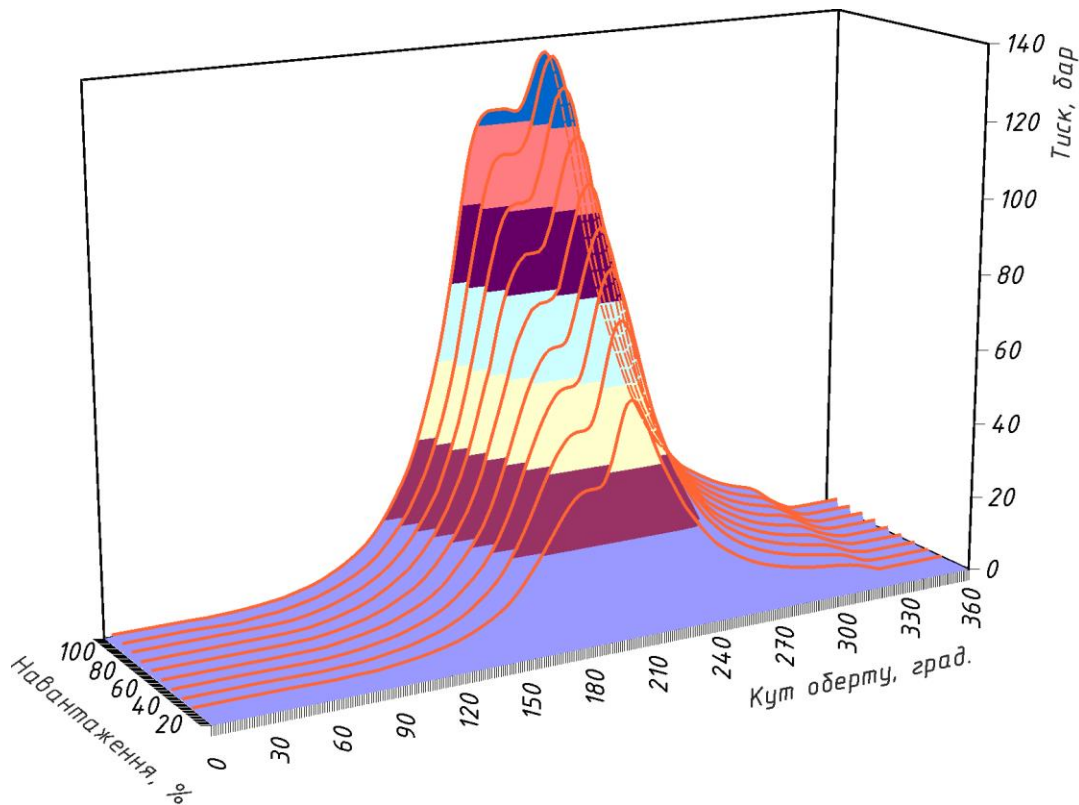


Рисунок 1. Набір діаграм у рф-координатах виокремлення з цифрового профілю з кроком навантаження 10% для діапазону 20...100% від MCR [3]

Прикладом отриманих за результатами розширеного аналізу індикаторних діаграм можуть бути діаграми тепловиділення, які є ефективним інструментом для аналізу стану та ефективності роботи паливної апаратури дизеля. Приклад таких діаграм для розглянутих на рис. 1 режимів, наведено на рис. 2.

На підставі залежностей, отриманих за результатами обчислень можливо одержати розширену номенклатуру параметрів робочих

процесів які мають високу діагностичну вагу. Використання розширеного переліку діагностичних параметрів можна зробити більш суттєвий (грунтовний) аналіз кожного процесу на будь якому режимі роботи двигуна.

За результатами аналізу можуть бути встановлені залежності зміни окремих параметрів як функції навантаження двигуна. Відхилення даних отриманих під час експлуатації від визначеного тренду, само по собі вже є діагностичним

параметром, який можна трактувати як зміну технічного стану двигуна, яка веде до зміни характеру перебігу робочого процесу. Наприклад, дуже перспективним діагностичним параметром для малооборотних двигунів обладнаних системою VIT (Variable injection timing), є так звана точка балансу $p_{зв}$ [6], тобто точка на лінії розширення у якій позитивна робота розширення дорівнює роботі стискування ($L_{стис.} = L_{розшир.}$). Тобто після цієї точки, уся

робота є надлишковою. Як показав аналіз, досягнення точки балансу для розглянутого випадку змінюється у діапазоні від 35 до 49,5°. Дрейф цієї точки в бік ВМТ, вказує на зростання жорсткості робочого процесу, що може бути пов'язано з некоректною роботою системи VIT. Зміщення її у бік НМТ, вказує на подовження процесу згоряння, що може бути визвано погіршенням роботи паливної апаратури двигуна.

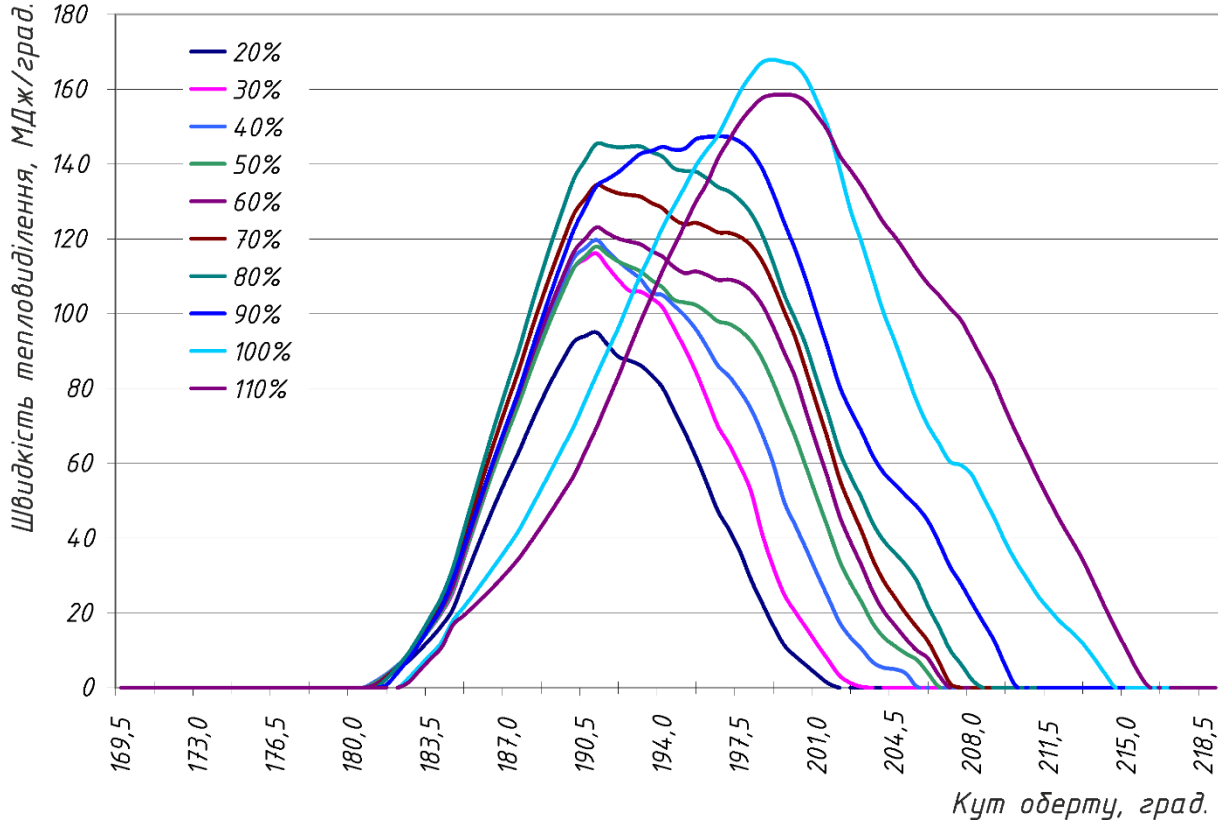


Рисунок 2. Набір профілів тепловиділення отриманих як результат аналізу розрахункових еталонних індикаторних діаграм виокремлення з цифрового профілю з кроком навантаження 10% для діапазону 20...100% від MCR

Суттєвий вплив на ефективність робочого циклу оказують процеси газообміну двигуна з навколишнім середовищем та процеси паливоподачі [7], які залежать від правильного функціонування газообмінних органів та агрегатів системи наддуву та паливної апаратури [1]. Правильність їх функціонування впливає на якість очищення і наповнення циліндрів двигуна; роботу, що витрачається на газообмін; температурний рівень деталей циліндро-поршневої групи. Особливо це стосується роботи двигуна на режимах часткових навантажень для яких характер зміни параметрів суттєво відрізняється від навантажень близьких до номінальних (MCR). Залежності параметрів процесів газообміну від навантаження, представлені на рис. 3. Наочно показано характерні зміни таких параметрів як питома витрата і коефіцієнт надлишку повітря, маса заряду і щільність повітря на вході до робочого циліндру, на різних режимах

навантаження двигуна. Зазвичай ці важливі параметри, залишаються по заувагою виробників, так як їх вимірювання в умовах експлуатації досить складне. Однак використання запропонованого авторами методу дозволяє отримати ці залежності розрахунковим шляхом не застосовуючи складні методи прямих вимірювань. Порівняльний аналіз цих параметрів з фактичними дозволяє визначити стан та ефективність роботи агрегатів наддуву та органів газообміну.

Аналіз наведених залежностей показує, що в діапазоні навантажень 30...105% відстежується чіткий тренд зміни розглянутих параметрів, однак за межами цього діапазону характер їх зміни суттєво відрізняється. Таким чином, якщо під час експлуатації орієнтуватися на тренди побудовані для діапазону 50...100% від MCR, тобто на ділянку, яка представлена в усіх формулярах протоколів випробувань, неможливо

отримати об'єктивні дані для виконання порівняльного аналізу, і як наслідок для визначення дійсного технічного стану двигуна особливо при виконанні процедури індиціювання на режимах часткових навантажень під час планового контролю дизеля.

Незважаючи на відмінності у характері зміни окремих параметрів на визначених ділянках здійснення робочого процесу, отримані по

результатам аналізу узагальнені параметри цілком відповідають класичному уявленню про них (рис. 4).

До того ж, значення цих параметрів корелюються з результатами експериментальних випробувань, що у загальному підсумку вказує на адекватність запропонованих методів оцінки інших параметрів в розширеному діапазоні режимів роботи двигуна.

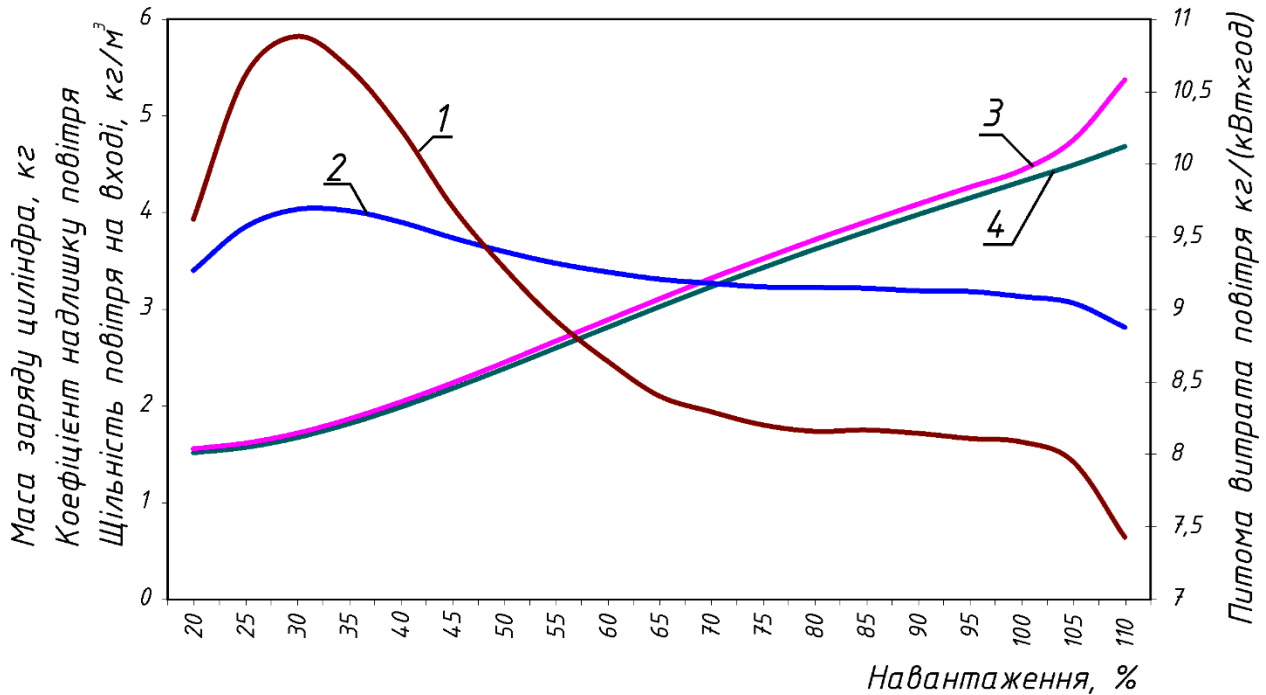


Рисунок 3. Параметри процесу газообміну: 1 – питома витрата повітря; 2 – коефіцієнт надлишку повітря; 3 – маса заряду циліндра; 4 – щільність повітря на вході

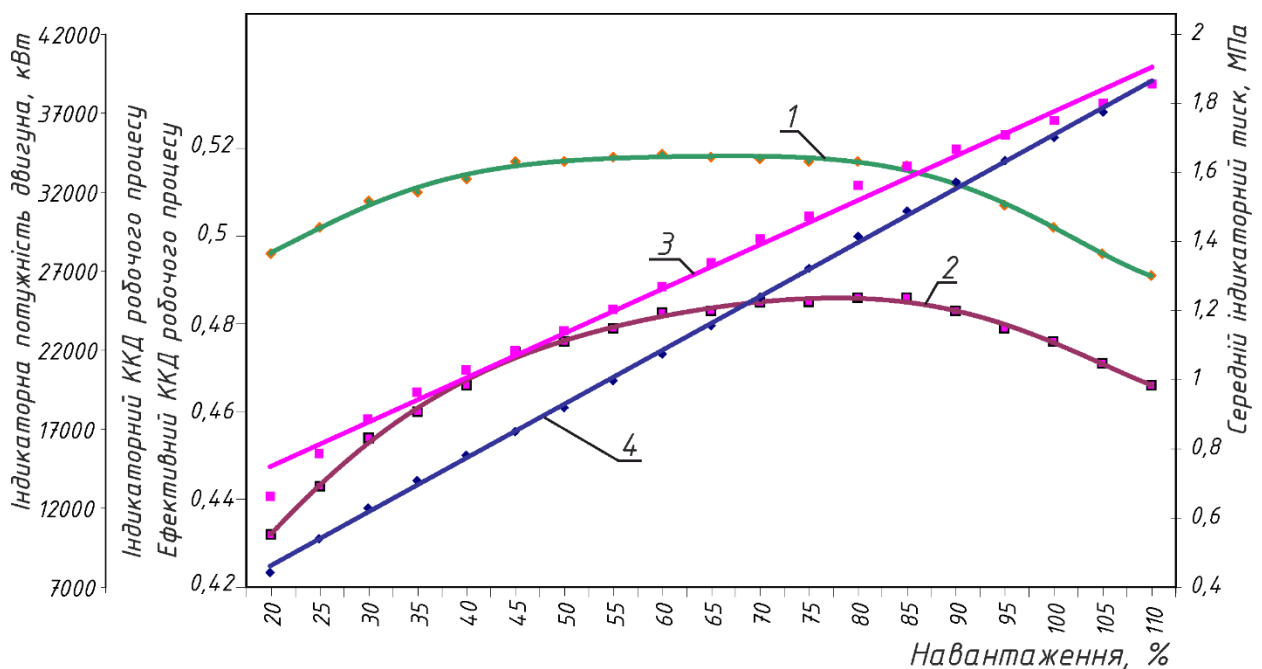


Рисунок 4. Параметри робочого процесу; 1 – індикаторний ККД; 2 – ефективний ККД; 3 – середній індикаторний тиск; 4 – індикаторна потужність двигуна

Висновки

Висновки. Більшість виробників суднових двигунів надають досить обмежену кількість основних параметрів робочого процесу у вузькому діапазоні режимів навантаження двигуна. Як правило, це навантаження від 50 до 100% від MCR. Це пояснюється тим, що на час побудови двигунів, 10...15 років тому, не було особливої потреби в цій інформації оскільки більшість суден проектувалися під експлуатацію на режимах, близьких до MCR. Саме така обмеженість критеріїв для оцінки, а також вузькість діапазону їх представлення не дозволяє виконати ретельну і глибоку діагностику технічного стану двигуна особливо при його переважній експлуатації на режимах часткових навантажень. Розширений перелік параметрів, отриманий з допомогою запропонованої авторами методики значно спрощує процедуру порівняння даних, дозволяє більш ґрунтовно оцінити технічний стан окремих елементів двигуна практично на всіх режимах його роботи.

Література

[17].Рибальченко М.Є., Білоусов Є.В. Використання числових профілів робочого процесу для аналізу ефективності роботи суднового малообертового двигуна на режимах часткових навантажень. Розвиток транспорту № 3(14), 2022. – С. 97-100.

[18].Sartini N. More haste less speed. Container ship focus. Lloyd's Register, September 2008. Issue 5. – Р. 3.

[19].Розробка методів оцінки технічного стану двигунів за результатами індиціювання робочого процесу на режимах відмінних від номінальних. / Білоусов Є.В., Марченко А.П., Рибальченко М.Є., Савчук В.П., Тулущенко Г.Я. Двигуни внутрішнього згоряння. №1/2022. – С 51-59.

[20].Shop test report of marine low speed diesel engine type: Doosan Man B&W 8K90MC-C, Project name DANA 1671, test date 21.03.2008, 68 p.

[21].Belousov E. Digital Profiles of Work Processes of a Marine Engine for Calculated Indicator Diagrams in Operating Modes Other than Maximum Continuous Rating / E. Belousov, A. Marchenko, M. Rybalchenko, G. Tuluchenko, I. Gritsuk, V. Savchuk, M. Volodarets // SAE Technical Paper 2023-01-5008, 2023. doi:10.4271/2023-01-5008.

[22].Варбанец Р.А. Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации: дисс. докт. техн. наук / Р.А. Варбанец –

Одесса: Одесская национальная морская академия, 2010, – 314 с.

[23].Белоусов Е.В. Топливные системы современных судовых дизелей: учебное пособие / Е.В. Белоусов. – Херсон: ХГМА, 2014. – 268 с.

Відомості про авторів

Євген Білоусов, д.т.н., професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-8185-8209](https://orcid.org/0000-0001-8185-8209).



Олександр Самарін, к.т.н., доцент, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-2690-7298](https://orcid.org/0000-0002-2690-7298).



Микола Рибальченко, механік I розряду, старший викладач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-3533-3967](https://orcid.org/0000-0003-3533-3967).



Вадим Будко, технічний директор ТОВ «Транспортний судноплавний менеджмент», аспірант кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна.



RESEARCH OF ELECTROMECHANICAL PROCESSES IN THE CONTROL SYSTEM OF A SOFT START DEVICE WITH AN ASYNCHRONOUS MOTOR

Volodymyr Nerubatskyi, Denys Hordiienko 

Ukrainian State University of Railway Transport, Ukraine

Abstract

Keywords:

asynchronous motor, control system, electromechanical processes, soft start device, starting current, starting torque.

The control system of the soft start device of an asynchronous motor with a constant load moment is considered. The study of electromechanical processes in the soft start device when working with an asynchronous motor was carried out due to simulated computer modeling in the Matlab software. The results of simulation modeling are given: oscillograms of input currents of the soft start device, dynamics of speed change and starting torque of an asynchronous motor. In the course of the simulation, it was established that the operation of the soft start device allows to reduce the starting current and starting torque.

Introduction

The asynchronous electric drive is one of the most widespread, which is due to its advantages: increased efficiency value, simplicity and low cost of the asynchronous motor design, its low weight and dimensions (compared to a direct current motor), the absence of a collector-brush mechanism, which simplifies its maintenance [1].

However, the asynchronous electric drive has its drawbacks. Thus, in the direct start mode, the asynchronous motor has rather large indicators of starting current and starting torque, which negatively affects the power supply network and the reliability of the mechanical part of the load of the asynchronous motor. A voltage drop can cause problems for other network loads, and if the voltage drop is too large, the motor itself may not start [2].

Additional semiconductor converters, such as soft starters, are used to reduce the starting torque and starting current [3, 4]. The soft start device consists of a power part (semiconductor switches – usually thyristors or triacs), a measuring part (sensors of currents and voltages of the power supply network) and a control system (microprocessor part), which implements the control of power switches.

In soft-start device, current limitation is achieved due to the gradual increase in voltage on the windings of the electric motor. This makes it possible to keep the parameters of the electric motor (current, voltage, etc.) within safe limits during start-up, which reduces the probability of overheating of the

windings and eliminates jerks in the mechanical part of the drive, as well as the probability of hydraulic shocks in pipes and valves at the time of start-up and stops.

A correctly selected and configured soft start device increases the durability and reliability of the electric motor and its electric drive [5, 6].

Relevance of research

In research [7, 8] there is a study of the operation modes of an asynchronous motor with a soft start device. However, the disadvantage of the research is the occurrence of large harmonic voltage distortions in the power supply network and especially at the terminals of the starting motor during startup, and the possibility of resonance amplification of harmonics to unacceptable levels in the presence of a network of capacitive elements, for example, capacitor banks.

In research [9, 10] there is a study of a soft start device with a control system built on the principle of a neural network. However, the shortcoming of the research is the lack of optimization of the operation of the thyristor starter according to the parameters of power losses, the lack of optimization of the operation according to the criterion of the output of the soft start device in the full opening mode.

Thus, the issue of further improving the energy efficiency of soft-start devices based on the criteria of reducing the starting moment is an actual

unsolved task.

The main material of the study

The proposed topology of the soft start device, also known as a thyristor regulator, is implemented on power triacs and shunt contactors with the use of a microprocessor control system. The structural diagram of the soft start device is shown in Fig. 1.

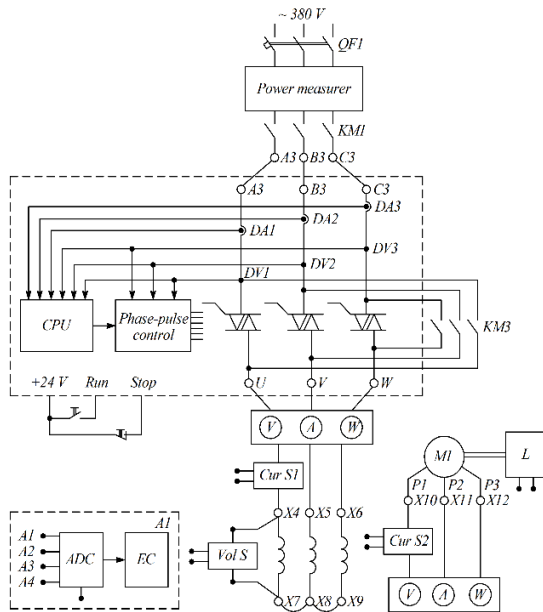


Figure 1. Structural diagram of the soft start device

Control of the soft-start device is implemented using a pulse-phase control system, which is based on phase-by-phase detection of the transition through zero phase voltages and phase auto-adjustment of the frequencies of reference saw-tooth signals that control power triacs.

The principle of operation of the control system of the soft start device is shown in Fig. 2.

During the start of the asynchronous motor, the triacs opening angle changes from 150° to 0°, after which the triacs are shunted by contactors.

The time to enter the mode of full opening of triacs is set by the control system and significantly affects the starting current and starting torque of the motor.

In the Matlab / Simulink software, a simulation model of a triac soft start device with an asynchronous motor was developed (Fig. 3).

The developed model makes it possible to determine the starting angle of the opening of the power switches and the time of exit to the fully open mode.

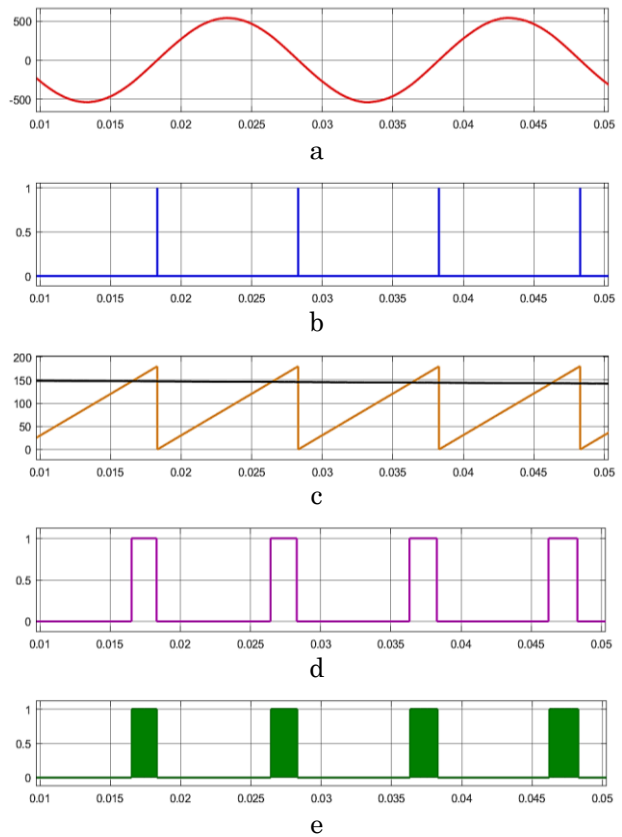


Figure 2. Control oscillograms of the soft start device of phase A: a – phase voltage; b – phase voltage zero crossing detector; c – a reference saw-tooth signal synchronized with the phase voltage and a signal for controlling the opening angle of the power switches of the soft start device; d – triac control signal; e – duplicating switch control pulses for guaranteed turn-on

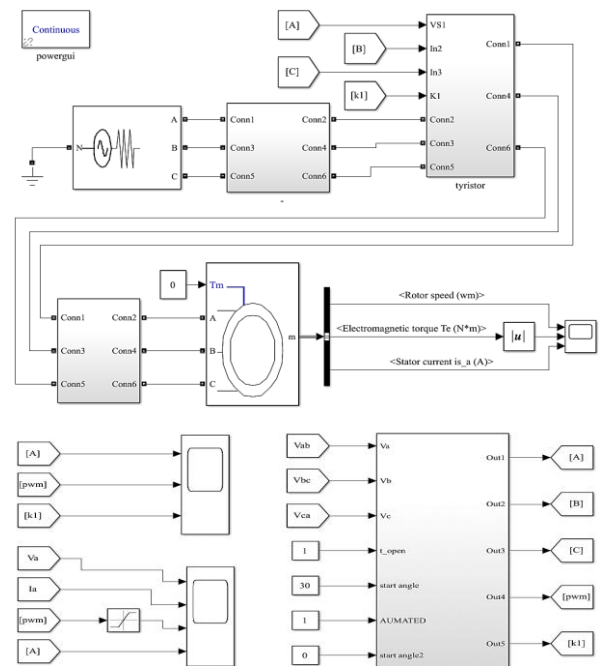


Figure 3. Simulation model of the soft start device with an asynchronous motor

A typical asynchronous motor with a capacity of 3 kW with a nominal rotation frequency of 1750 rpm was chosen as the load of the soft starter.

The subsystem of the control system of the power switches of the three-phase soft start device implements phase auto-adjustment of the frequency with the formation of reference control signals.

Transient processes during direct start of an asynchronous motor with a load moment of 20 N·m are shown in Fig. 4.

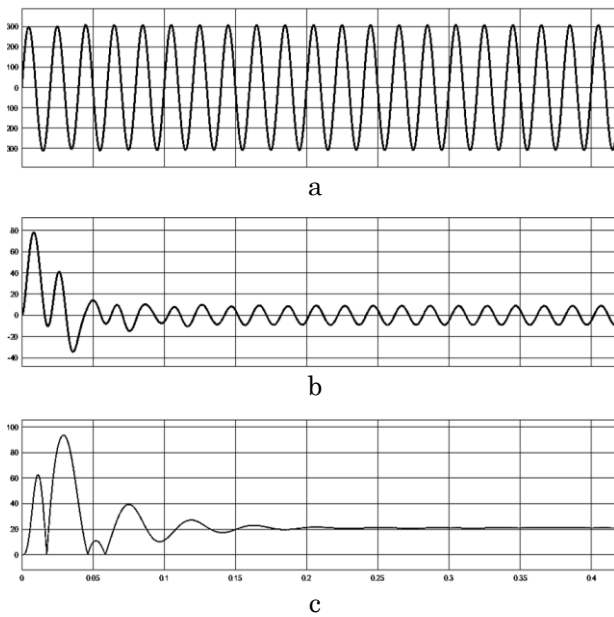


Figure 4. Transient processes during direct start of motor: a – phase voltage; b – starting current of phase A; c – motor starting torque

In the mode of direct starting of the motor from a three-phase alternating current network, the maximum amplitude value of the starting current is 80 A, and the starting moment in the mode of direct starting is 93 N·m.

Transient processes of the soft start device at a given acceleration time of 0.5 s with a load moment of 20 N·m are shown in Fig. 5.

According to Fig. 5, it can be seen that the soft start device realizes a significant reduction in the starting current and starting torque of the asynchronous motor, namely, a reduction in the starting current from 80 A to 44 A, and the starting torque from 93 N·m to 45 N·m, which increases the resource of the mechanical parts of the engine and reduces the level of electromagnetic interference affecting the electrical network.

The study of the coefficient of harmonic distortion of the phase current during the start-up process is shown in Fig. 6.

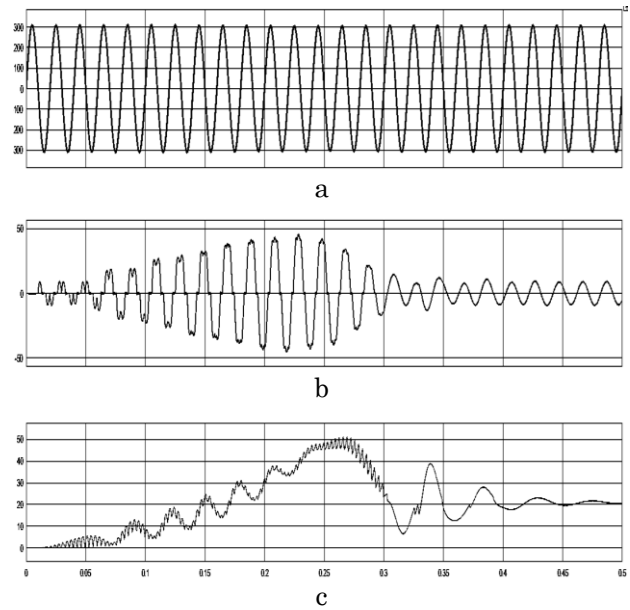


Figure 5. Transient processes of the soft start device: a – phase voltage; b – starting current of phase A; c – motor starting torque

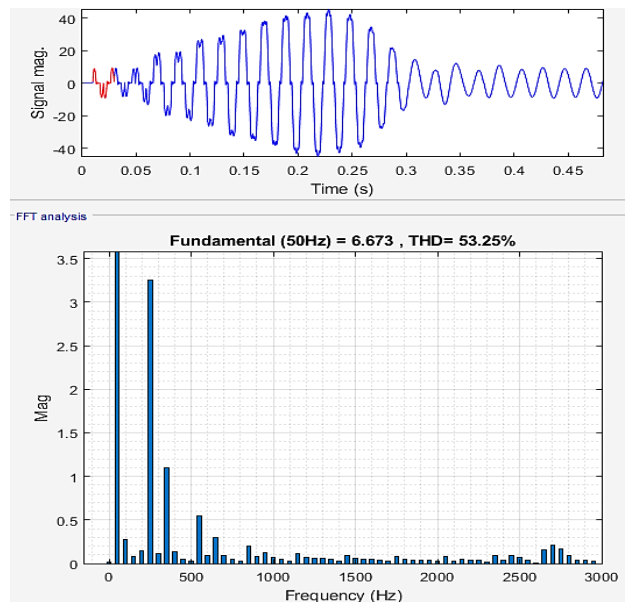


Figure 6. The coefficient of harmonic distortion of the phase current

From Fig. 6, it can be seen that during the operation of the soft start device, the root mean square value of the motor current increases, and the value of the current harmonic distortion coefficient at the initial moment of time will be the worst and will be 53.25 % and will decrease to zero during the start-up process, until the current shape becomes almost sinusoidal.

Conclusion

The control system of the soft start device is proposed, which allows to implement the control of the output of the control angle to the fully open mode at the time set by the operator.

A simulation model of the soft start device with the presented control system was developed. A study of the energy indicators of the soft start device, namely the magnitude of the starting torque, starting current and the coefficient of harmonic distortion of the phase current shape during switching on, was carried out.

It is shown that during a smooth start, the motor current has a linearly increasing value, and the value of the current harmonic distortion coefficient at the initial moment of time will be the worst and will be 53.25 % and will decrease to zero during the start-up process.

References

- [1] Iorgulescu D., Samoilescu G., Solcanu V., Balaceanu M., Barbulescu C., Bordianu A. Applications of the Asynchronous Motor in the Anchoring Installation – Simulation and Advantages. *2020 International Symposium on Fundamentals of Electrical Engineering (ISFEE)*. 2020. P. 1–6. [doi:10.1109/ISFEE51261.2020.9756133](https://doi.org/10.1109/ISFEE51261.2020.9756133)
- [2] Bordianu A., Iorgulescu D., Puscasu S. Use of asynchronous electric motors in naval electric propulsion systems. *2020 IEEE 21st International Conference on Computational Problems of Electrical Engineering (CPEE)*. 2020. P. 1–4. [doi:10.1109/CPEE50798.2020.9238762](https://doi.org/10.1109/CPEE50798.2020.9238762)
- [3] Nikolaienko O., Antonov M. Asynchronous Electric Drive Based on Cascade Multi-Level Frequency Converter. *2019 IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES)*. 2019. P. 310–313. [doi:10.1109/MEES.2019.8896457](https://doi.org/10.1109/MEES.2019.8896457)
- [4] Nerubatskyi V., Plakhtii O., Hordiienko D., Mykhalkiv S., Ravlyuk V. A method for calculating the parameters of the sine filter of the frequency converter, taking into account the criterion of starting current limitation and pulse-width modulation frequency. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 1, No. 8 (109). P. 6–16. [doi:10.15587/1729-4061.2021.225327](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.225327)
- [5] Varalakshmi K., Bharathi B., Himaja T. Study of Soft-Starter based Induction Generator for Wind Energy Conversion System. *2021 Asian Conference on Innovation in Technology (ASIANCON)*. 2021. P. 1–4. [doi:10.1109/ASIANCON51346.2021.9544993](https://doi.org/10.1109/ASIANCON51346.2021.9544993)
- [6] Nerubatskyi V., Plakhtii O., Hordiienko D. Control and accounting of parameters of electricity consumption in distribution networks. *2021 XXXI International Scientific Symposium Metrology and Metrology Assurance (MMA)*. 2021. P. 114–117. [doi:10.1109/MMA52675.2021.9610907](https://doi.org/10.1109/MMA52675.2021.9610907)
- [7] Liu N., Wang X., Hang C., Kong M., Li Z., Nie P. Asynchronous Starting Characteristics and Soft Start Method of the Brushless Doubly-Fed Motor. *2018 21st International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*. 2018. P. 1538–1542. [doi:10.23919/ICEMS.2018.8549055](https://doi.org/10.23919/ICEMS.2018.8549055)
- [8] Hu X., Si H., Ye Q., Tian X., Fang T. Research on Fuzzy Control System for Constant Current Soft Start of Motor. *2019 5th International Conference on Green Materials and Environmental Engineering*. 2019. Vol. 453. P. 1–6. [doi:10.1088/1755-1315/453/1/012064](https://doi.org/10.1088/1755-1315/453/1/012064)
- [9] Tuton M., Sharith D., Jubaer K. Artificial neural network based soft-starter for induction motor. *2015 2nd International Conference on Electrical Information and Communication Technologies (EICT)*. 2015. P. 228–233. [doi:10.1109/EICT.2015.7391951](https://doi.org/10.1109/EICT.2015.7391951)
- [10] Zhang W. Design of Programmable Soft Starter Control System. *Frontier Computing*. 2021. P. 1981–1988. [doi:10.1007/978-981-16-0115-6_232](https://doi.org/10.1007/978-981-16-0115-6_232)

Authors' information

Volodymyr Nerubatskyi, PhD, Associate Professor, Department of Electrical Energetics, Electrical Engineering and Electromechanics, Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkiv, Ukraine, [ORCID: 0000-0002-4309-601X](https://orcid.org/0000-0002-4309-601X).



Denys Hordiienko, Post-graduate, Department of Electrical Energetics, Electrical Engineering and Electromechanics, Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkiv, Ukraine, [ORCID: 0000-0002-0347-5656](https://orcid.org/0000-0002-0347-5656).



ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СКЛАДАЛЬНИХ ДОПУСКІВ НА ПОКАЗНИКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ГОЛОВНИХ ПІДШИПНИКІВ МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ СЕРІЇ RTA96C ВИРОБНИЦТВА ФІРМИ SULZER

Савчук В.П., Зінченко Д.О. [✉], Самарін О.Є, Дзигар А.К., Котов. А.І., Кочетов Г.А.

Херсонська державна морська академія, Україна

Abstract

Keywords:

підшипник, допуск, працездатність, зазор, міжремонтний ресурс

Робота присвячена дослідженню робочих процесів, що протікають в головних підшипниках двигунів SULZER серії RTA96C при значеннях зазорів, що пропонуються призначати для базового та пропонованого варіантів. Розрахунки проведено для п'яти варіантів експлуатаційних радіальних зазорів: 0,25, 0,29, 0,41, 0,45 та 0,525 мм. Також надано оцінку запропонованим виробником змінам складальним допускам на підставі отриманих даних. Надано рекомендації щодо доцільності встановлення меншого значення верхнього складального зазору: із 0,90 мм до 0,80 мм, що надасть можливості підвищити міжремонтний ресурс підшипника.

Вступ

Експлуатаційну надійність суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) зазвичай забезпечують дотриманням правил технічної експлуатації, зокрема забезпеченням робочих параметрів у визначеному виробником діапазоні, використання затверджених до використання експлуатаційних матеріалів, проведенням в повному об'ємі та зі вказаною періодичністю регламентних робіт. До одних із найбільш відповідальних вузлів ДВЗ є підшипники кривошипно-шатунного механізму (КШМ), працездатність яких впливає на загальну надійність енергетичної установки судна. Виробниками двигунів закладено необхідний потенціал надійності, що сформовано на етапах конструювання та виробництва підшипників КШМ. З цією метою постійно здійснюються модернізація та розробка додаткових інструкцій щодо забезпечення чи підвищення працездатності підшипників в умовах експлуатації.

Актуальність досліджень

Проведений виробником статистичний аналіз працездатності головних підшипників колінчастого валу показав [1], що існує запас по складальним зазорам в головних підшипниках дизельних двигунів серій RTA96C та RTA96C-B. Це стосується складальних зазорів у головному підшипнику. За даними рекомендаціями необхідно розширити допуск на складальний зазор із

$TS = 0,24$ мм (при значеннях діапазону складального зазору 0,58...0,82 мм) до $TS = 0,40$ мм (при значеннях діапазону складального зазору 0,50...0,90 мм). Граничне значення зазору без ремонту залишилось без змін, а саме 1,05 мм, що виглядає дещо дивним, оскільки такими заходами зменшується запас на знос в підшипниковому вузлі. Обґрунтоване розширення складальних допусків зменшує кількість браку, але і призводить до скорочення міжремонтного періоду.

Формулювання цілей. Для більш детального вивчення пропонованих виробником заходів необхідно дослідити робочі процеси, що протікають в головних підшипниках при значеннях зазорів, що пропонуються призначати для базового та пропонованого варіантів. Також доцільним є надати оцінку запропонованим виробником змінам складальним допускам на підставі отриманих даних.

Викладення основного матеріалу

Моделювання головного підшипника виконано із застосуванням програмного комплексу GT-ISE. Для моделювання сил, що діють в КШМ використовується об'єкт GT-SUITE **EngineCranktrain** (рис. 1), спрямований на моделювання динаміки колінчастого валу ДВЗ. Цей об'єкт використовується для моделювання кінематики та жорсткої динаміки звичайних

конфігурацій КШМ ДВЗ. Еталонний об'єкт «EngCylGeom» визначає геометрію кожного циліндра. Номери циліндрів призначаються за номером порту, де кожна деталь циліндра приєднується до об'єкта «EngCrankTrain».

Еталонний об'єкт «EngCrankSlider» визначає інерційні характеристики КШМ. Цей об'єкт не додається до середньої за цикл ефективної інерції двигуна, яка характеризується параметром Engine Effective Rotational Inertia.

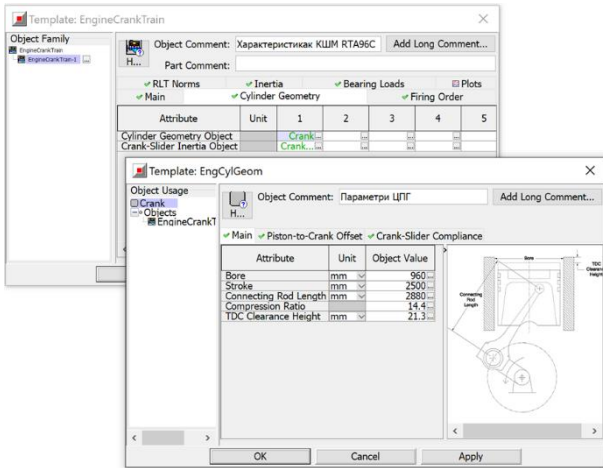


Рисунок 1. Шаблон EngCylGeom вкладки Cylinder Geometry об'єкту EngineCrankTrain

Значення параметрів маси та інерції деталей КШМ двигуна Sulzer RTA96C приведено на рис. 2.

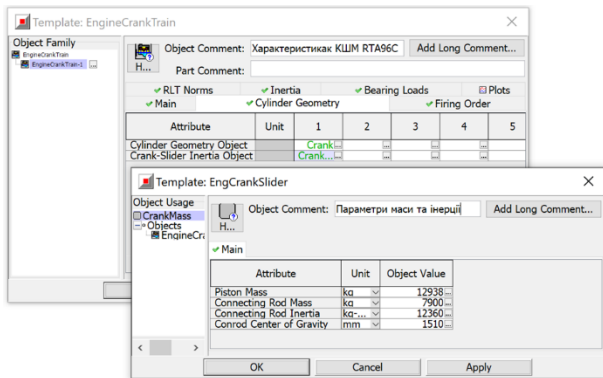


Рисунок 2. Моделювання масових показників шатуна в програмному комплексі SolidWorks

Призначення параметрів індикаторного тиску в циліндрі двигуна заносимо до шаблону ProfileAngleSelf (рис. 3).

Програмний комплекс GT-Suite надає можливість моделювати вплив радіального зазору (в тому числі і його овальності), розташування та форми масляних каналів та канавок та ін. Моделювання робочих параметрів підшипників ковзання ДВЗ здійснюється за допомогою шаблону JournalBearingFlow. При роботі із шаблоном JournalBearingFlow необхідно призначити

параметри маслорозподільних елементів конструкції досліджуваного підшипника (рис. 4).

Під час використання шаблону JournalBearingFlow зазвичай рекомендується використовувати метод розрахунку Explicit для стаціонарного моделювання. Його вибір здійснюється в параметрах Time Step та Solution Control Object у папці FlowControl установки «Run Setup». Доступ вкладки можна отримати з меню Setup GT-ISE. Метод розрахунку Explicit застосовується у випадку коли моделювання базується по відношенню до циклів двигуна.

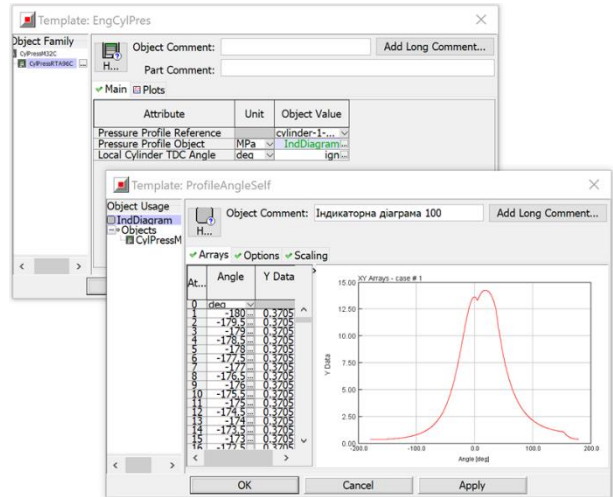


Рисунок 3. Призначення параметрів індикаторної діаграми в шаблоні ProfileAngleSelf

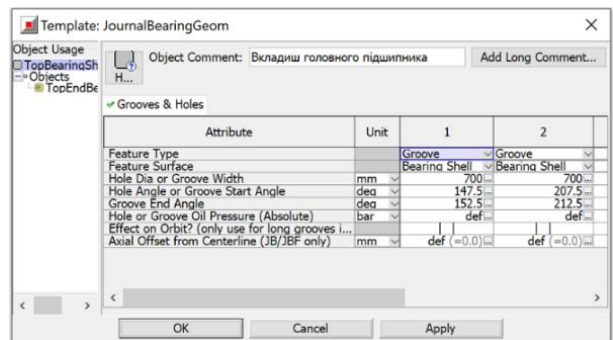


Рисунок 4. Розподіл сил, що діють на мотилевий підшипник у вертикальній та горизонтальній площинах

1D карта досліджуваних підшипників представлена на рис.5.

При моделюванні використовувались наступні параметри системи мащення:

- циркуляційне масло із індексом в'язкості SAE 30;
- температура масла на вході в підшипник 45 °C;
- тиск масла на вході в підшипник 10 бар.

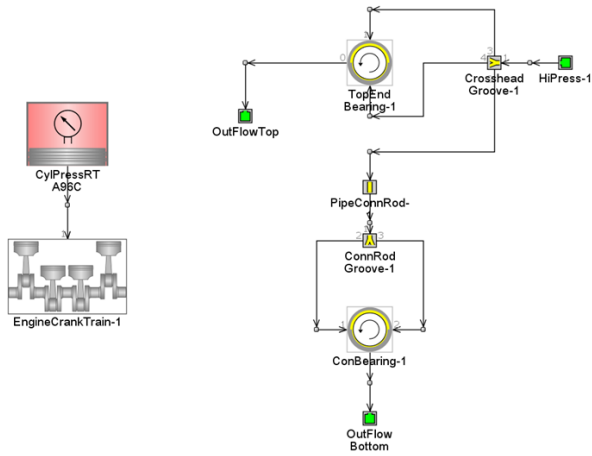


Рисунок 5. Розрахункова модель підшипників шатуна

Вказані параметри змодельовано елементами HiPress-1 на лінії подачі, а лінію зливу представлено елементом OutFlowTop та OutFlowBottom.

Розрахунки проведено для п'яти варіантів експлуатаційних радіальних зазорів: 0,25, 0,29, 0,41, 0,45 та 0,525 мм (рис. 6).

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends					
Oil Temp	C	Imposed Wall Te...	45	45	45	45	45
DisLen	mm	Discretization Len...	5	5	5	5	5
RadClearance	mm	Радіальний зазор	0,25	0,29	0,41	0,45	0,525
RadClearance2	mm	Bearing Radial Cl...	0,25	0,3	0,35	0,4	0,425

Рисунок 6. Проект розрахунку

Отримані результати дослідження у вигляді графічних залежностей та числового масиву. Значення основних параметрів зведено у вигляді таблиці 1.

Таблиця 1. Результати розрахунку робочих показників головного підшипника

Показник	Значення радіального зазору, мм				
	0,25	0,29	0,41	0,45	0,525
Максимальне/середнє значення сили за цикл, що діє на підшипник у вертикальній площині, кН	-1770,06/-246,33				
Максимальне/середнє значення сили за цикл, що діє на підшипник у горизонтальній площині, кН	-7935,23/-3055,17				
Максимальне/середнє значення за цикл середнього тиску на підшипник, МПа	10,27/4,06				
Максимальне /середнє значення за цикл максимального гідродинамічного тиску на підшипник, МПа	79,71 32,91	91,50 36,82	108,63 41,35	114,36 42,61	121,96 44,20
Максимальне/мінімальне значення сумарного моменту тертя, Н·м	2114,97 -16,86	2194,5 -7,67	2127,41 18,99	2061,09 27,95	1927,59 43,10
Максимальне/середнє значення втрати потужності, кВт	9,91 5,24	10,31 5,42	10,10 5,27	9,85 5,13	9,33 4,86
Мінімальна товщина змащувального шару, мкм	4,15	3,67	3,75	3,77	3,87

Графік сил, що діють на головний підшипник представлено у полярній системі координат (рис. 7). На рисунку представлено зміну вектору дії навантажувальної сили, що виникає в циліндрі двигуна та внаслідок дії відцентрових сил. Максимальне значення даної сили складає 8038 кН.

Зміна в робочому зазорі не суттєво впливає на втрату потужності в головному підшипнику, середнє значення якого коливається в діапазоні від 4,81 до 5,42 кВт на досліджуваних режимах. Втрата потужності таким чином не являється тим параметром, за яким можна встановити

граничний режим роботи підшипника. Це можна віднести і до сумарного моменту тертя, максимальне значення якого коливається в діапазоні 1927,6 до 2194,5 Н·м. Також не зазнає суттєвих змін значення мінімальної товщини змащувальної плівки 3,64 до 4,15 мкм. Отримані результати також вказують про режим граничного мащення головного підшипника. Серед визначених показників найбільш суттєво змінюється значення максимального тиску в змащувальному шару, який вказує на те, що зміна складальних зазорів із 0,29 мм до 0,25 мм призводить до зменшення гідродинамічного тиску

на 11,8 МПа (із 91,50 МПа до 79,71 МПа). З іншої сторони підвищення складального зазору призведе до росту даного параметру на 5,73 МПа (із 114,36 МПа до 108,63 МПа).

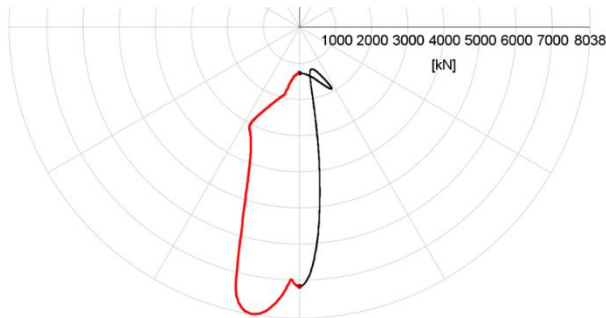


Рисунок 7. Графік сили у полярній системі координат, що навантажує головний підшипник

Найбільш цікавим з точки зору оцінки працездатності є параметр максимального тиску в змащувальному шарові. Встановити критичне значення для даного параметру на разі не є можливим, але якщо оцінювати його непрямо, а за результатами розрахунку, то за допустиме його значення можна взяти 120 МПа. Зазвичай такі значення обмежують величину стискування матеріалу за критерієм втомної міцності.

Враховуючи той факт, що знос відбувається тільки нижнього вкладишу та відповідно нижньої частини поперечини крейцкопфа, доцільним є встановити дещо менше значення верхнього складального зазору: із 0,90 мм до 0,80 мм. Це надасть можливості підвищити міжремонтний ресурс підшипника, так як значення між максимальним зазором та граничним зносом становить $1,05 - 0,90 = 0,15$ мм. У випадку мінімально припустимого значення зазору, запас на знос складає 0,55 мм, що в 3,7 рази більше попереднього. Значний розбіг параметрів може призвести до передчасної заміни підшипників та витрати матеріальних ресурсів.

Висновки

Проведено моделювання робочих параметрів головних підшипників МОД Sulzer RTA96C для п'яти варіантів експлуатаційних радіальних зазорів: 0,25, 0,29, 0,41, 0,45 та 0,525 мм.

Найбільш суттєво змінюється значення максимального тиску в змащувальному шарі, який вказує на те, що зміна складальних зазорів із 0,29 мм до 0,25 мм призводить до зменшення гідродинамічного тиску на 11,8 МПа (із 91,50 МПа до 79,71 МПа). З іншої сторони підвищення складального зазору призведе до росту даного параметру на 5,73 МПа (із 114,36 МПа до 108,63 МПа).

Література

- [1]. Service Letter RTA-01/02. Crosshead Bearing Vertical Bearing Clearance. 31.01.2002
- [2]. Обеспечение надежности головных подшипников судовых малооборотных двигателей, работающих на режимах частичных нагрузок / В.П. Савчук, Е.В. Белоусов, А.Е. Самарин [и др.] // Вестник двигателестроения. — Запорожье: АО «Мотор Сич», 2018. — С. 21 — 27.
- [3]. Савчук В.П. Методи дослідження впливу експлуатаційних показників на працездатність підшипників ковзання двигунів внутрішнього згоряння / В.П. Савчук // Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: міжнародна наук.-практ. конф., 12-13 вер. 2019 р.: тези. — Херсон: ХДМА, 2019. — С. 208 — 211.
- [4]. Савчук В.П. Моделювання показників працездатності головних підшипників малооборотного двигуна MAN B&W 12K98MC / Савчук В.П., Курносенко Д.В., Літусенко С.О. // Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції «Strategiczne pytania światowej nauki – 2021», м. Перемишль (Польща), 07-15.02.2021. — С. 44-50.
- [5]. Савчук В.П. Моделювання робочих параметрів мотилевих підшипників малооборотного суднового дизельного двигуна / В.П. Савчук, Д.О. Зінченко, А.І. Котов, А.К. Дзигар // Матеріали III-ї Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету «МРР&O-2021 (Marine Power Plants and Operation)». — Одеса – Карасу (Стамбул) – Одеса: Одеський національний морський університет, 2021. — С. 65-68.
- [6]. Савчук В.П. Дослідження працездатності мотилевих підшипників суднового дизельного двигуна з використанням мастил різних індексів в'язкості SAE / В.П. Савчук, Д.О. Зінченко // Матеріали 12-ї міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування». — Херсон: Херсонська державна морська академія, 2021. — С. 223-225.
- [7]. Савчук В.П., Зінченко Д.О., Акімов О.В. Моделювання робочих параметрів мотилевих підшипників малооборотного суднового дизельного двигуна WARTSILA RT-FLEX82C. Розвиток транспорту. 2021. №1(8). Рр. 91-102. doi: <https://doi.org/10.33082/td.2021.1-8.09>
- [8]. Савчук В.П. Система моніторингу шатунних підшипників колінчастих валів суднових двигунів внутрішнього згоряння / В.П. Савчук, Е.В. Білоусов, Д.О. Зінченко, М.О. Бойко // Розвиток транспорту. — 2022. — 1(12). — С. 64-74.

Відомості про авторів

Володимир Савчук, к.т.н, доцент, завідувач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-5266-850X](https://orcid.org/0000-0002-5266-850X).



Дмитро Зінченко, к.т.н., доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-7333-7347](https://orcid.org/0000-0002-7333-7347).



Олександр Самарін, к.т.н., доцент, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-2690-7298](https://orcid.org/0000-0002-2690-7298).



Анатолій Дзигар, механік I розряду, старший викладач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-5947-6263](https://orcid.org/0000-0001-5947-6263).



Анатолій Котов, механік I розряду, старший викладач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-7648-023X](https://orcid.org/0000-0001-7648-023X).



Геннадій Кочетов, механік III розряду, аспірант кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна.



МОДИФІКУВАННЯ РЕАКТОПЛАСТИЧНОГО ЗВ'ЯЗУВАЧА ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕРМОСТАБІЛЬНОСТІ КОМПОЗИЦІЙ ПРИЗНАЧЕНИХ ДЛЯ РЕМОНТУ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСПОРТУ

Сапронов О.О.^{1✉}, Соценко В.В.¹, Сапронова А.В.¹, Шаранов В.Д.², Сметанкін С.О.¹

¹ Херсонська державна морська академія, Україна

² Дунайський інститут національного університету «Одеська морська академія», Україна

Анотація

Ключові слова:

деструкція, енергія активації, епоксидний композит, модифікатор.

У роботі наведено технологічні аспекти модифікації термореактивного зв'язувача для забезпечення поліпшення теплофізичних характеристик композитних матеріалів і захисних покриттів на їх основі. Доведено, що енергія активації розроблених композитів підвищується у 1,3-1,4 рази при введенні модифікатора за вмісту 0,10...0,25 мас.ч., що свідчить про термостабільність модифікованих композитів.

Вступ

На сьогодні для ремонту металоконструкцій, деталей і механізмів транспорту використовують полімерні матеріали на основі реактопластичних зв'язувачів, таких як епоксидні, фенолформальдегідні, поліефірні та ін. При цьому серед вище наведених зв'язувачів, підвищеними показниками адгезійної міцності [1] характеризуються епоксидні, що і обумовлює їх широке використання.

Актуальність досліджень

У зв'язку з експлуатацією різнофункціональних металоконструкцій, деталей і механізмів транспорту при змінних температурах підвищуються вимоги до полімерних матеріалів, які використовують при ремонті. Однією із вимог є забезпечення високих показників адгезійної міцності і термостабільності полімерів, що можливо при введенні галогенованих [2] і фосфатовмісних [3] добавок. Для таких наповнених полімерних матеріалів у процесі нагрівання характерне вивільнення вільних радикалів, які призупиняють процес горіння. Однак, вони є токсичними, позаяк виділяють токсичні речовини HBr, HCl, тому негативно впливають на оточуючих і екологію цвілому [4]. Враховуючи наведені вище переваги та недоліки, вважали, що забезпечення термостабільності полімерних матеріалів можливо досягнути при використанні активного модифікатора.

Викладення основного матеріалу

Для формування полімерних покриттів Основним компонентом для зв'язувача при формуванні КМ вибрано епоксидний зв'язувач DER – 331 (CAS No. 25085-99-8) виробництва «Dow Chemical Comp» (Німеччина).

Для зшивання епоксидного зв'язувача використано твердник холодного тверднення триетилентетрамін ТЕТА (CAS No. 112-24-3), вміст якого становив – $q = 10$ мас.ч. (вказано на 100 мас.ч. епоксидної смоли DER – 331).

Для поліпшення термостабільності використували модифікатор 2-Бензофуран-1,3-діон – фталевий ангідрид (ФА) (CAS No. 112-24-3). Молекулярна формула даного модифікатора – $C_8H_4O_3$. Вміст модифікатора змінювали у межах $q = 0,10...3,00$ мас.ч.

Встановлено, що введення фталевого ангідриду у епоксидний зв'язувач за вмісту $q = 0,10...0,25$ мас.ч., забезпечує максимальне (серед досліджуваних КМ) значення початкової температури втрати маси – $T_0 = 618...622$ К. Закінчення процесу деструкції розроблених композитів спостерігали при – $T_x = 709,2...726,7$ К.

Термостабільність розроблених матеріалів визначали за методом Бройдо у температурному діапазоні $T = 573...713$ К (рис. 1), аналізуючи втрату маси (ТГА-крива) із інтервалом $\Delta T = 10$ К. Умовою застосування метода є перший порядок реакції розкладу, що відноситься

як до термореактивних, так і до термопластичних полімерів. Втрата маси речовини є процесом 1-го порядку ($n = 1$), якщо дотримується лінійна залежність $\ln(100/(100 - \Delta m))$ від зворотної температури $103/T, K^{-1}$. Згідно даної методики, необхідно визначивши втрату маси (Δm) композиту при заданій температурі T , і графічно побудувати лінію, в якій E необхідно виразити тангенсом кута нахилу логарифмічної залежності Δm від зворотної температури T .

Отже, значення енергії активації термічної деструкції, тобто стійкість фізико-хімічних зв'язків полімеру чинити опір термічному впливу визначали за формулою (1):

$$E = -R \cdot \operatorname{tg}(\varphi), \text{ кДж/моль.}$$

На основі отриманих результатів дослідження і проведених математичних розрахунків (рис. 1, табл. 1) встановлено, що підвищення енергії активації термічної деструкції забезпечує зменшення константи швидкості перебігу реакції деструкції.

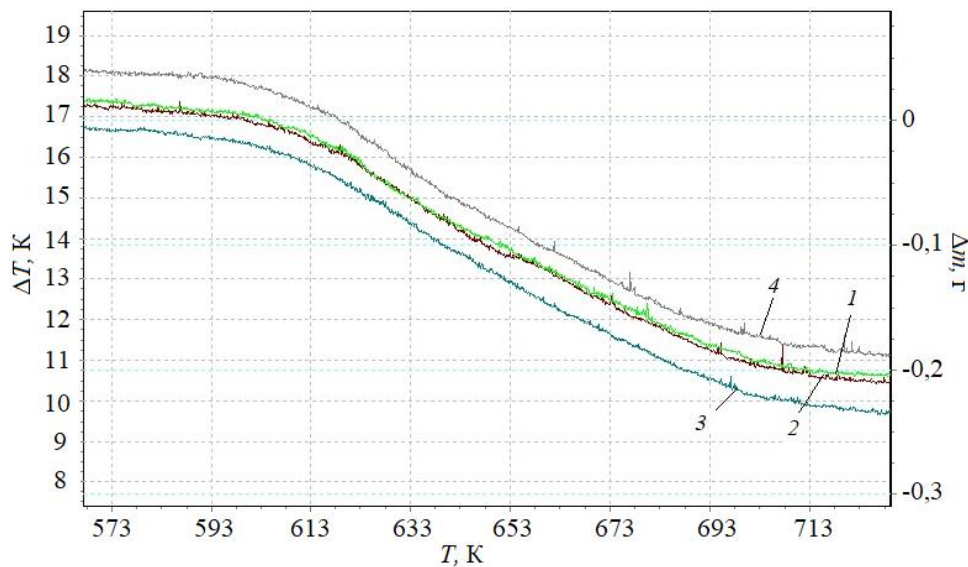


Рисунок 1. Втрата маси полімерного матеріалу, наповненого модифікатором $C_8H_4O_3$ з інтервалом $\Delta T = 10 K$ у температурному діапазоні $\Delta T = 573...713 K$: 1 – 0,10 мас.ч.; 2 – 0,25 мас.ч.; 3 – 0,50 мас.ч.; 4 – 1,00 мас.ч.

Висновки

Методом термогравіметричного аналізу, встановлено, що матеріали, які містять модифікатор фталевий ангідрид за вмісту $q = 0,10...0,25$ мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного олігомеру DER – 331 характеризуються максимальним значенням температури втрати маси – $T_0 = 618...622 K$. Доведено, що енергія активації розроблених композитів підвищується від $E_a = 95,4$ кДж/моль (матриця) до

Таблиця 1. Термостійкість композитів модифікованих 2-Бензофуран-1,3-діоном

Вміст модифікатора, q , мас.ч.	Температура початку втрати маси, T_0 , К	Кінцева температура втрати маси, T_k , К	Енергія активації, E_a , кДж/моль
0,10	622,4	709,2	95,4
0,25	618,8	706,1	127,8
0,50	605,3	708,5	132,2
1,00	608,1	710,2	131,4
2,00	596,5	726,7	114,5
3,00	585,5	715,2	112,2

Тобто, найбільшою енергією активації термічної деструкції характеризуються композитні матеріали із вмістом фталевого ангідриду $q = 0,10...0,50$ мас.ч. Значення енергії активації таких композитів становить – $E_a = 127,8...132,2$ кДж/моль, що пов'язано із стійкістю хімічних зв'язків до впливу температури, за рахунок обмеження рухливості макроланцюгів і сегментів епоксидного зв'язувача через посилення зв'язків C-O, C=O модифікатора.

$E_a = 132,2$ кДж/моль при введенні модифікатора за вмісту $q = 0,10...0,25$ мас.ч., що свідчить про обмеження рухливості кінетичних елементів композиту та забезпечує термічну стійкість модифікованих композитів.

Публікація містить результати досліджень, що фінансувалися у рамках: іменної стипендії Верховної Ради України для молодих учених – докторів наук за 2022 рік (Постанова Верховної Ради України від 01 грудня 2022 року № 2791-IX).

Література

[1] Saprnov O.O., Buketov A.V., Yakushchenko S.V., Syzonenko O.M., Saprnov A.V., Sotsenko V.V., Vorobiov P.O., Lypian Ye.V., Sieliverstov I.A., Dobrotvor I.H. Application of synthesized iron/titanium carbide mixture for restoration of water transport parts by epoxy composites. *Composites: Mechanics, Computations, Applications: An International Journal*. 2021. Vol. 12(4). pp. 23-35. DOI: <https://doi.org/10.1615/CompMechComputApplIntJ.2021039175>.

[2] Morgan A.B., Gilman J.W. An overview of flame retardancy of polymeric materials: application, technology, and future directions. *Fire and Materials*. 2012. 37. pp. 259-279. <http://dx.doi.org/10.1002/fam.2128>.

[3] Akimov A.V., Buketov A.V., Saprnov O.O., Brailo M.V., Yakushchenko S.V., Smetankin S.A. Development of polymer composites with improved thermophysical properties for shipbuilding and ship repair. *Composites: Mechanics, Computations, Applications: An International Journal*. 2019. Vol. 10(2). pp. 117–134. DOI: 10.1615/CompMechComputApplIntJ.2018026989.

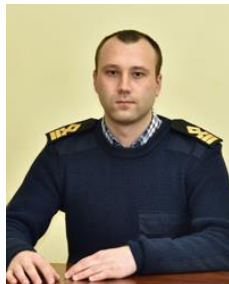
[4] Yang Guang, Wu Wei-Hong, Wang Yong-Hui, Jiao Yun-Hong, Lu, Liang-Yao, Qu Hong-Qiang, Qin Xin-Ying. Synthesis of a novel phosphazene-based flame retardant with active amine groups and its application in reducing the fire hazard of Epoxy Resin. *Journal of Hazardous Materials*. 2018. doi:10.1016/j.jhazmat.2018.11.093

Відомості про авторів

Олександр Сапронов, д.т.н, доцент, професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-1115-6556](https://orcid.org/0000-0003-1115-6556).



Віталій Соценко, старший викладач кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-4384-9373](https://orcid.org/0000-0003-4384-9373).



Анна Сапронова, PhD, молодший науковий співробітник наукової групи при кафедрі транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4327-4293](https://orcid.org/0000-0002-4327-4293).



Владислав Шаранов, викладач кафедри навігації і управління судном, Дунайський інститут національного університету «Одеська морська академія», Ізмаїл, Україна.



Сергій Сметанкін, PhD, доцент кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-9658-2492](https://orcid.org/0000-0002-9658-2492).



РОЗРОБЛЕННЯ ПОЛІМЕРНИХ МАТЕРІАЛІВ ПРИЗНАЧЕНИХ ДЛЯ РЕМОНТУ ТРУБОПРОВІДНОГО ТРАНСПОРТУ

Сапронов О.О. [✉], Якущенко С.В., Воробйов П.О., Юренін К.Ю.

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

адгезія, епоксидний композит, когезія, нанонаповнювач

Для проведення ремонту трубопровідного транспорту розроблено полімерний адгезив, що забезпечує високі показники адгезійної та когезійної міцності.

Вступ

Трубопровідний транспорт використовують для транспортування стратегічних рідин від місць видобутку чи виробництва до споживача, забезпечуючи оптимізацію економічних витрат. Експлуатація трубопровідного транспорту під впливом агресивних зовнішніх факторів призводить до утворення різних видів руйнувань. Таким чином безперервність функціонування трубопровідного транспорту порушується. Тому, актуальним завданням є пошук способів забезпечення безперервності експлуатації трубопровідного транспорту, а також розроблення нових матеріалів для проведення ремонтних заходів, з метою забезпечення надійної роботи нафтогазовидобувного комплексу [1].

Актуальність досліджень

На сьогодні все більшої уваги приділяють надійності і довговічності промислового устаткування, зокрема нафтогазотранспортного. Вплив циклічних температур, довготривала дія понижених температур (-10..20°C), вологість та ряд інших зовнішніх факторів призводять до корозійного та біокорозійного руйнування поверхонь трубопроводів [2]. Тому, одним із методів протидії вище наведених видів руйнування є використання захисних покриттів.

Викладення основного матеріалу

Для формування полімерних покриттів використовували епоксидну смолу ЕД-20, для зшивання якої використано твердник холодного тверднення поліетиленполіамін (ПЕПА).

Для експериментальних досліджень використано наповнювач рослинного походження (НРП), отриманий внаслідок термічного розкладання пресованого органічного матеріалу. Методом оптичної мікроскопії, з використанням

поляризаційного мікроскопу «ПОЛАМ Р-211», визначено розмір наповнювача, який становить – 400...600 нм.

Для ремонту трубопроводів все частіше застосовують клеєні муфти, а також бандажні вироби із застосуванням епоксидних композицій. Надійність ремонтних заходів безпосередньо залежить від матеріалів, які використовують при відновленні пошкоджених ділянок трубопроводів. Тому, попередньо аналізували вплив вмісту нанодисперсного наповнювача на показники адгезійної міцності полімеру. Показано, що введення часток НРП за вмісту $q = 0,050$ мас.ч. суттєво не впливає на показники адгезійної міцності при відриві і зсуві, позаяк їх значення знаходиться на рівні не наповненої епоксидної матриці ($\sigma_a = 24,0$ МПа, $\tau = 9,0$ МПа). При цьому залишкові напруження становлять – $\sigma_s = 1,19$ МПа. Отриманий характер відриву (змішаний) вказує про незначну хімічну взаємодію адгезиву із субстратом. Тоді, як введення часток НРП за вмісту $q = 0,075$ мас.ч. забезпечує підвищення адгезійної міцності при відриві до максимального значення – $\sigma_a = 33,6$ МПа, а адгезійної міцності при зсуві до – $\tau = 10,9$ МПа. При цьому залишкові напруження монотонно знижуються, що дає можливість експлуатувати такі адгезиви без відшарування і розтріскування.

При використанні полімерних композицій як поверхневого шару захисного покриття необхідно забезпечити підвищення показників фізико-механічних властивостей. Тому, досліджували вплив нанонаповнювача на показники фізико-механічних властивостей. Встановлено, що максимальними показниками руйнівних напружень при згинанні характеризується матеріал за вмісту НРП – $q = 0,075...0,100$ мас.ч. За такого вмісту формується композитний матеріал руйнівні напруження якого становить – $\sigma_{sr} = 102,9...118,7$ МПа, модуль пружності – $E = 3,0...3,2$ ГПа. Подальше збільшення вмісту

нанопоповнювача у межах $q = 0,300...0,500$ мас.ч. призводить до погіршення параметрів міцності композитного матеріалу.

Аналіз отриманих результатів дослідження дозволяє констатувати про відносно невелике значення модуля пружності при згинанні. Тому, одним із методів підвищення пружності полімеру є комбінування наповнювачів різної фізико-хімічної природи і дисперсності. У попередній праці [3] показано, що підвищеними показниками механічної міцності, характеризуються композити наповнені сумішшю дискретних волокон на основі бавовни і поліестеру за вмісту $q = 0,50...0,75$ мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного олігомеру ЕД-20 і 10 мас.ч. твердника ПЕПА. Для забезпечення поліпшення значення модуля пружності та додаткового підвищення ступеня зшивання полімеру проводили математичне планування експерименту (за допомогою прикладного пакету STATGRAPHICS® Centurion XVI) із урахуванням наповнювачів різної дисперсності у епоксидному зв'язувачі. Виходячи з результатів дослідження когезійної міцності КМ, у табл. 1 наведено основні рівні зміни вмісту компонентів СДВБП і НРП.

Таблиця 1. Рівні змінних в умовному і натуральному масштабах

Компоненти	Фактор	Значення рівнів змінних (мас.ч.), що відповідають умовним одиницям		
		-1	0	+1
		Суміш дискретних волокон на основі бавовни і поліестеру (СДВБП)	x_1	0,25
Наповнювач рослинного походження (НРП)	x_2	0,050	0,075	0,100

Математичну модель залежності властивостей $y = f(x_1, x_2)$ шукали у вигляді рівняння регресії [4, 5]. Таким чином при аналізі руйнівних напружень при згинанні отримали наступне рівняння регресії:

$$y = 112,11 - 3,45x_1 + 5,18x_2 - 17,12x_1^2 - 11,12x_2^2 - 6,9x_1x_2 \quad (1)$$

Тоді як при аналізі модуля пружності при згинанні отримали наступне рівняння регресії:

$$y = 3,90 - 0,15x_1 + 0,38x_2 - 0,35x_1^2 - 0,33x_1x_2 \quad (2)$$

Для статистичної обробки отриманих результатів експерименту проведено перевірку відтворюваності дослідів за критерієм Кохрена (G), за методикою описаною у працях [4, 5].

Встановлено, що виконується умова $G_{розр} = 0,394 \leq G_{табл} = 0,478$ (для руйнівних напружень при згинанні) і $G_{розр} = 0,267 \leq G_{табл} = 0,478$ (для модуля пружності при згинанні) відповідно.

Надалі визначали значущість коефіцієнтів рівняння регресії, аналізуючи результати за планом експерименту, за методикою описаною у працях [4, 5].

За критерієм Фішера [5] встановлено, що представлені рівняння адекватно описують склад композиції.

За методикою, описаною у працях [4] проводили перетворення, для отримання рівнянь регресії з натуральними значеннями змінних параметрів. При цьому отримано наступні рівняння регресії:

- руйнівні напруження при згинанні

$$\sigma_{зг} = -106,4 - 342,8q_1 + 3427,3q_2 - 273,8q_1^2 - 1104,0q_2^2 - 17786,7q_1q_2 \quad (3)$$

- модуль пружності при згинанні

$$E = 0,15 + 8,90q_1 + 29,33q_2 - 5,60q_1^2 + 80,00q_2^2 + 52,00q_1q_2 \quad (4)$$

За допомогою рівнянь представлених у натуральних значеннях побудували контури розрахункових поверхонь відгуків (руйнівні напруження і модуль пружності при згинанні) від вмісту добавок (рис. 1, рис. 2).

Аналізуючи розраховані поверхні відгуків визначено, що оптимальні показники руйнівних напружень при згинанні має розроблене епоксидний композит за наступного вмісту різнодисперсного наповнювача: суміш дискретних волокон на основі бавовни і поліестеру (СДВБП) – 0,50 мас.ч., наповнювач рослинного походження (НРП) – 0,075 мас.ч. ($\sigma_{зг} = 122,2$ МПа).

Максимальними показники модуля пружності при згинанні характеризується епоксидний композит за наступного вмісту добавок: суміш дискретних волокон на основі бавовни і поліестеру (СДВБП) – 0,50 мас.ч., наповнювач рослинного походження (НРП) – 0,100 мас.ч. ($E = 4,6$ ГПа).

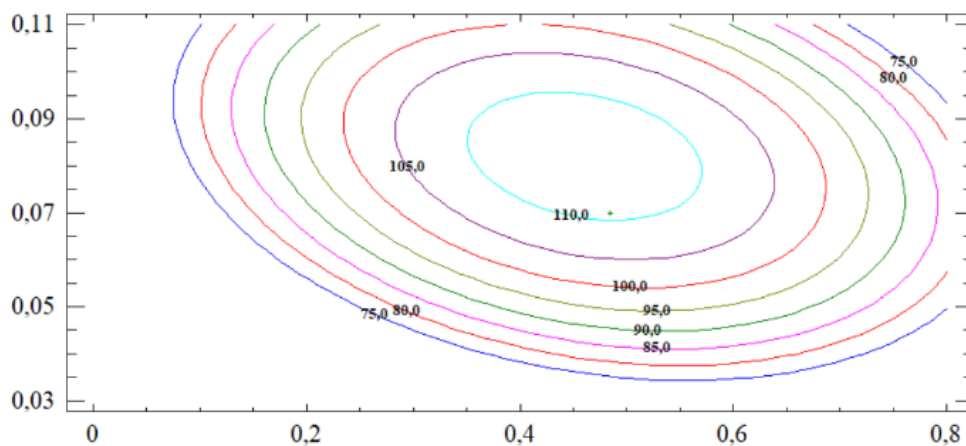


Рисунок. 1. Поверхня відгуку (руйнівні напруження при згинанні) $\sigma_{gr} = f(q_1, q_2)$

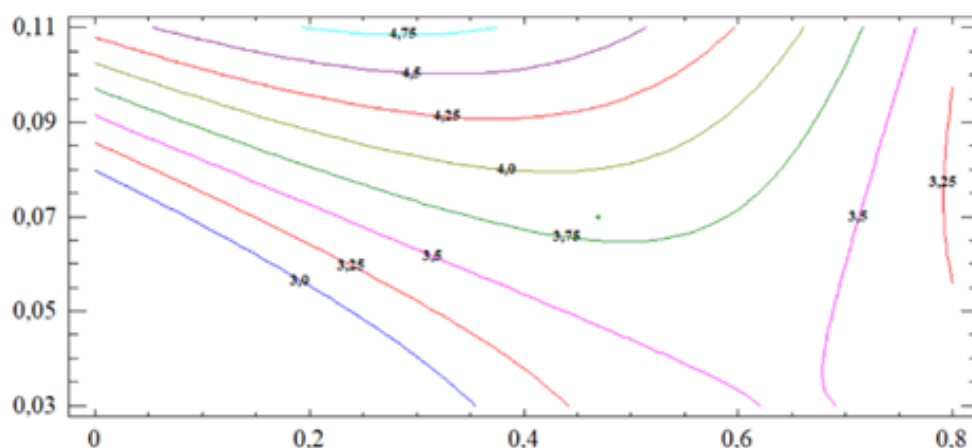


Рисунок. 2. Поверхня відгуку (модуль пружності при згинанні) $E = f(q_1, q_2)$

Висновки

Проведення комплексних досліджень впливу нанонаповнювача рослинного походження дисперсністю 400...600 нм, на показники адгезійної і когезійної міцності композитів, дозволяють констатувати, що оптимальний вміст добавки становить $q = 0,075 \dots 0,100$ мас.ч. При цьому полімерні матеріали характеризуються наступними властивостями: адгезійна міцність при відриві – $\sigma_a = 33,6$ МПа, адгезійна міцність при зсуві до – $\tau = 10,9$ МПа, руйнівні напруження при згинанні – $\sigma_{gr} = 102,9 \dots 118,7$ МПа, модуль пружності при згинанні – $E = 3,0 \dots 3,2$ ГПа. Методом математичного планування експерименту оптимізовано вміст різних за фізико-хімічною природою добавок у епоксидному зв'язувачі та забезпечено підвищення значення модуля пружності при згинанні з $E = 3,2$ ГПа до $E = 4,6$ ГПа.

Публікація містить результати досліджень, проведених у рамках НДДКР молодих вчених

«Спрямоване керування структуроутворенням нановуглецевмісних полімерних композитів для підвищення експлуатаційних характеристик транспорту» (№ д.р. 0121U107610).

Література

- [1] Kolosov A.E., Sivetskii V.I., Kolosova E.P., Vanin V.V., Gondlyakh A.V., Sidorov D.E., et al. Use of Physicochemical Modification Methods for Producing Traditional and Nanomodified Polymeric Composites with Improved Operational Properties. International Journal of Polymer Science. 2019. Vol. 2019(2019). pp.1-18.
- [2] Panda A., Dyadyura K., Valíček J., Harničárová M., Kušnerová M., Ivakhniuk T., Hrebnyuk L., Sapronov O., Sotsenko V., Vorobiov P., Levytskyi V., Buketov A., Pandová I. Ecotoxicity Study of New Composite Materials Based on Epoxy Matrix DER-331 Filled with Biocides Used for Industrial Applications. Polymers. 2022. 14(16):3275.

[3] Vorobiov P. Influence of content of discrete fibers in epoxy binders on indicators of adhesive and cohesion strength of coatings. Scientific journal "METALLURGY". 2022. no.1. pp. 21-29.

[4] Brailo M.V., Buketov A.V., Yakushchenko S.V., Sapronov O.O., Dulebova L. Optimization of contents of two-component polydispersed filler by applying the mathematical design of experiment in forming composites for transport repairing, Bulletin of the Karaganda University. "Mathematics" series. 2018. №1 (89). pp. 93-104.

[5] Buketov A.V., Brailo M.V., Stukhlyak D.P., Yakushchenko S.V., Sapronov O.O., Cherniavskiy V.V., Husiev V.M., Dmitriev D.A., Yatsyuk V.M., Bezbakh, O.M., Negrutsa R.Yu. Optimization of components in development of polymeric coatings for restoration of transport vehicles, Bulletin of the Karaganda University. "Mathematics" series. 2018. №4 (92). pp. 119-131.

Відомості про авторів

Олександр Сапронов, д.т.н, доцент, професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-1115-6556](https://orcid.org/0000-0003-1115-6556).



Сергій Якущенко, PhD, доцент кафедри судноводіння, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1724-8171](https://orcid.org/0000-0002-1724-8171).



Павло Воробйов, аспірант кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-4120-2023](https://orcid.org/0000-0003-4120-2023).



Кирило Юренін, старший викладач кафедри транспортних технологій та механічної інженерії, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-3687-6023](https://orcid.org/0000-0003-3687-6023).



ВПЛИВ ПРОФІЛЮ ВПУСКНОГО КУЛАЧКА НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА

Слинько Г.І.¹, Оглуздін С.Ю.², Сухонос Р.Ф.^{1✉}, Слинько В.В.¹

¹ Національний університет «Запорізька політехніка», Україна

² АТ «Мотор Січ», Україна

Анотація

Ключові слова:

діаграма часу-перетину клапана, коефіцієнт залишкових газів, коефіцієнт наповнення, кулачок розподільного валу

Метою роботи є дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники двигуна малолітражного автомобіля для драг-рейсінгу. Дослідження виконувалось за 4-етапною розрахунковою методикою. Наукова новизна роботи: встановлено величину впливу повного часу-перерізу впускного клапану (зміненого за рахунок збільшення площі профілю кулачка – збільшення дуги у вершині кулачка, збільшення дуг при підйомі та при опусканні кулачка) на коефіцієнт наповнення та ефективні показники 4-тактного двигуна з іскровим запалюванням, що працює на номінальному режимі. Результати досліджень можуть використовуватись при модернізації серійних двигунів при їх підготовці до автоперегонів; при проектуванні нових двигунів для спортивних автомобілів; в навчальному процесі студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Вступ

Сукупність параметрів газорозподільного механізму (ГРМ) є одним з факторів, що обмежують ефективність 4-тактних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) на різних режимах. Форма профілю впускного та випускного кулачків розподільного валу, а також їх положення між собою можуть забезпечити двигуну більшу ефективність лише на певних режимах роботи. Більша частина сучасних ДВЗ для легкових автомобілів, особливо малолітражних, налаштована на роботу на малих та середніх обертах («міський режим»). Для використання таких ДВЗ для автомобільних перегонів, коли переважають режими роботи на великих обертах, необхідно оптимізувати фази газорозподілу, в тому числі робити кулачки більш широкими, змінювати кут між кулачками. При цьому суттєво змінюються ефективні показники ДВЗ. Це актуальне питання і розглянуто в даній роботі.

Розроблена методика дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники бензинового атмосферного двигуна, яка може бути використана при підготовці спортивних автомобілів для драг-рейсінгу класу SL;

За результатами досліджень встановлено

величину впливу повного часу-перерізу впускного клапану (зміненого за рахунок збільшення площі профілю кулачка – збільшення дуги у вершині кулачка, збільшення дуг при підйомі та при опусканні кулачка) на коефіцієнт наповнення та ефективні показники (потужність N_e , питома витрата палива g_e , середній тиск p_e , ККД η_e) 4-тактного двигуна з іскровим запалюванням, що працює на номінальному режимі.

Актуальність досліджень

Питання впливу параметрів ГРМ на ефективність ДВЗ на різних режимах вивчалось багатьма вченими. Цей вплив значно залежить від конструктивних особливостей кожного окремого ДВЗ, тобто необхідно враховувати багато чинників, тому розрахункові моделі зазвичай достатньо складні.

Тому в даній роботі поставлено наступні задачі:

- визначити вплив профілю кулачка розподільного валу на ефективний переріз клапанних органів 4-тактного бензинового двигуна;
- визначити вплив профілю впускного кулачка розподільного валу на величини коефіцієнта наповнення η_v та коефіцієнт залишкових

газів γ_r бензинового ДВЗ;

– визначити та дослідити вплив профілю впускного кулачка на ефективні показники бензинового 4-тактного 4-циліндрового ДВЗ для легкового автомобіля.

Викладення основного матеріалу

Дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники бензинового двигуна для драг-рейсінгу виконуємо за розробленою методикою, яка композиційно складається із 4-х основних розрахункових блоків:

1) Розрахунок механізму газорозподілу базового двигуна за методикою та згідно до рекомендацій [1].

Розраховано розміри прохідних перерізів у сідлі клапана та у горловині, визначено максимальну висоту підйому клапана $h_{max} = 7,05$ мм. Після цього побудовано профіль випуклого кулачка із симетричним профілем, далі побудовано діаграми підйому, швидкості та прискорення штовхача (рис. 1). На основі отриманих даних розраховано та побудовано діаграму часу-перетину клапана (рис. 2). Головним результатом розрахунку є величина повного часу-перерізу клапана $A = 1,229$ мм²·с.

2) Розрахунок системи впуску базового двигуна за методикою та згідно до рекомендацій [2].

Знаючи характеристики двигуна та його системи газорозподілу, розраховано ряд показників повітря на впуску: швидкість звуку за нормальних умов $a_s = 343,1$ м·с⁻¹; критерій Струхалія $S_h = 0,045$; критерій, який характеризує середню швидкість течії через щілину впускного клапана 1,166. Далі розраховано геометричні розміри впускного колектора: діаметр $d = 0,039$ м та ефективну довжину трубопроводу $L = 0,319$ м.

Головним результатом 2-го розрахункового блоку є значення коефіцієнта наповнення $\eta_v = 0,724$ та коефіцієнта залишкових газів $\gamma_r = 0,06$.

3) Розрахунок термодинамічного циклу двигуна на номінальному режимі при відомих значеннях η_v і γ_r . Результатом теплового розрахунку є індикаторні та ефективні показники двигуна. Тепловий розрахунок виконуємо за допомогою комп'ютерної програми Engine Calculation [3, 4]. Дані для введення в програму обираються з технічної характеристики двигуна та розраховано за методикою [5].

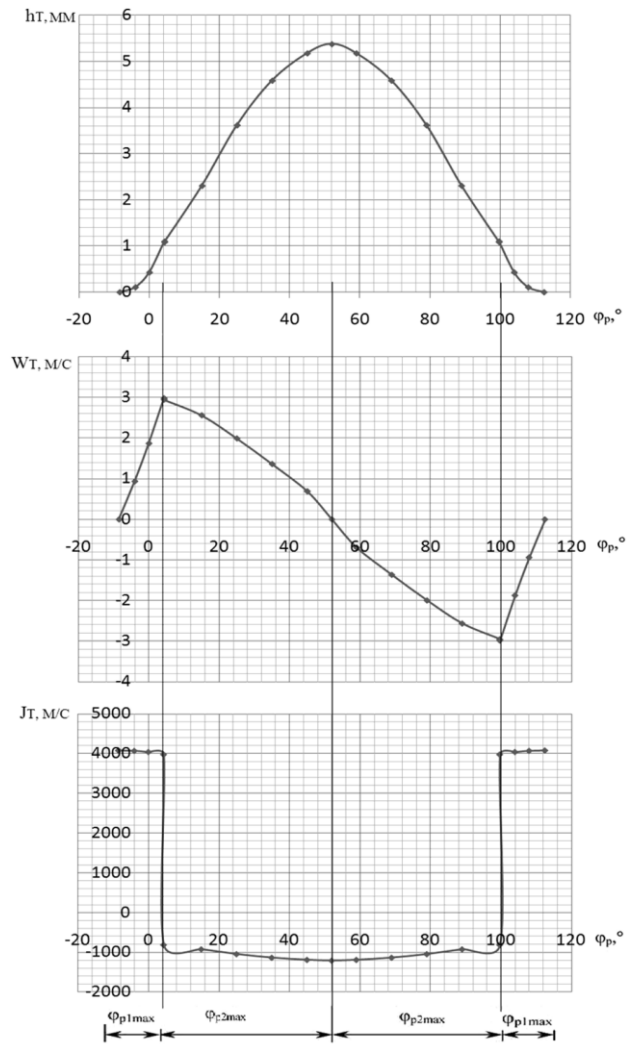


Рисунок 1. Діаграма підйому h_r , швидкості W_t та прискорення j_t штовхача від кута повороту розподільного валу

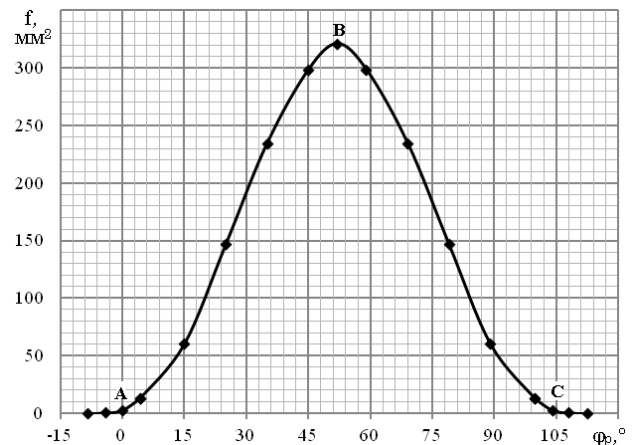


Рисунок 2. Діаграма часу-перетину клапана

4) Для забезпечення кращого наповнення на великих обертах двигуна змінено профіль кулачка впускного клапана – змінюємо діаграму часу-перетину клапана (рис. 3). Кулачок робиться більш «широким».

За зміненими діаграмами часу-перерізу

клапана (рис. 4) розраховано величини повного часу-перерізу клапана, та відповідні їх величини η_v (табл. 1). Порівнюючи отримані результати, бачимо, що для двигуна з дослідним кулачком № 2 величина коефіцієнта наповнення η_v більше на 0,011 (на 1,52 %), а з дослідним кулачком № 3 – більше на 0,022 (на 3,04 %) відносно значення базового двигуна ($\eta_v = 0,724$).

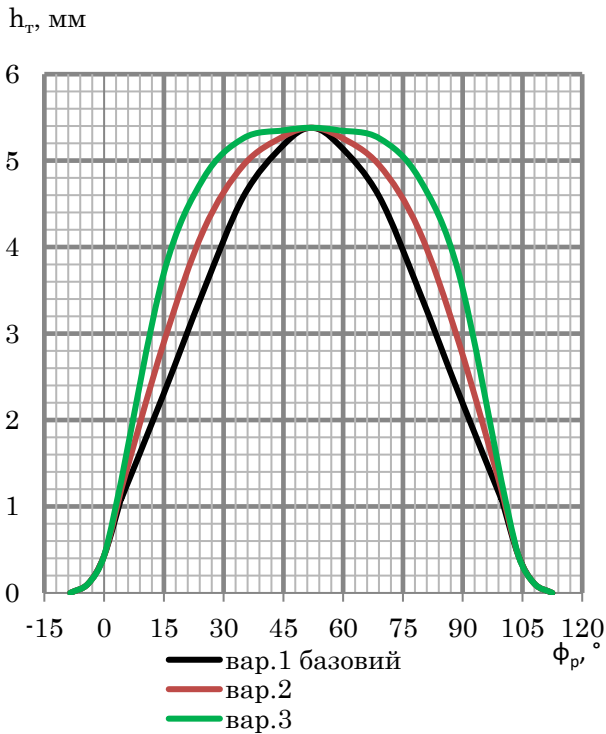


Рисунок 3. Діаграма підйому штовхача від кута повороту розподільного валу

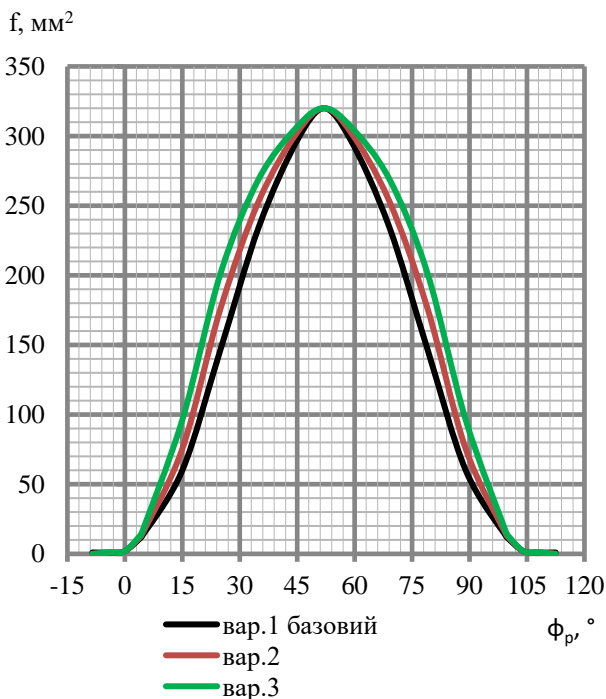


Рисунок 4. Діаграма часу-перетину клапана

Таблиця 1. Порівняльна таблиця результатів

Назва розрахункових характеристик	Розрахункові значення характеристик за варіантами кулачків розподільного валу		
	№ 1 (базовий)	дослідницькі	
		№ 2	№ 3
$A, \text{мм}^2 \cdot \text{с}$	1,229	1,288	1,344
η_v	0,724	0,735	0,746

Далі вже безпосередньо досліджено вплив зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники двигуна (табл. 2).

Таблиця 2. Ефективні показники двигуна на номінальному режимі, при різних впускних кулачках розподільного валу

Назва розрахункових характеристик	Розрахункові значення характеристик за варіантами кулачків розподільного валу		
	№ 1 (базовий)	дослідницькі	
		№ 2	№ 3
$N_e, \text{кВт}$	52,28	53,12	53,97
$p_e, \text{МПа}$	0,816	0,829	0,842
$g_e, \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	0,2790	0,2789	0,2786
η_e	0,341	0,342	0,342

Висновки

З отриманих результатів (табл. 2) випливає, що збільшення площі прохідного перерізу клапана для дослідного кулачка (вар. № 3) порівняно з базовим кулачком № 1 забезпечує наступні зміни показників двигуна на номінальному режимі:

– ефективна потужність двигуна N_e зростає на 3,23 %;

– середній ефективний тиск p_e зростає на 3,19 %;

– ефективна питома витрата палива g_e зменшується на 0,14 %;

– ефективний ККД двигуна η_e зростає на 0,29 %.

Профіль дослідного кулачка (вар. № 3) забезпечує кращі характеристики двигуна для драг-рейсінгу при роботі на номінальному режимі (при $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$), ніж базовий кулачок (вар. № 1) і дослідницький кулачок (вар. № 2)

Література

[1] Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. 4-е изд., стер. М.: Высш. шк., 2008. 496 с.

[2] Харитонов, В.В. Повышение коэффициента наполнения двигателя с учетом требований регламента «FS»: маг. диссертация. Тольятти, 2018. 81 с.

[3] Слинько Г.І., Сухонос Р.Ф., Иванов П.Є. Комп'ютерна програма для теплового розрахунку робочого циклу двигуна внутрішнього згорання. Інформаційні технології: теорія і практика: II Всеукр. Інтернет-конф. здобувачів вищої освіти і молодих учених, 4 квітня 2019 р.: Матеріали. Запоріжжя: ЗНТУ, 2019. С. 96–97.

[4] Slynko G., Sukhonos R., Ivanov P. Computer Program for Calculation of the Operating Cycle of Internal Combustion Engine. Тиждень науки-2019. Транспортний факультет: щоріч. наук.-практ. конф., 15-19 квітня 2019 р. : тези доп. / Редкол.: В.В. Наумик (відпов. ред.). Запоріжжя: ЗНТУ, 2019. С. 74–75.

[5] Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. 50 с.

Віра Слинько, старший викладач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання», НУ «Запорізька політехніка», Запоріжжя, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-4553-8387](https://orcid.org/0000-0002-4553-8387).



Відомості про авторів

Георгій Слинько, д.т.н., професор, завідувач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання», НУ «Запорізька політехніка», Запоріжжя, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1954-8530](https://orcid.org/0000-0002-1954-8530).



Сергій Оглуздін, магістр, майстер цеху, АТ «Мотор Січ», Запоріжжя, Україна.



Роман Сухонос, магістр, старший викладач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання», НУ «Запорізька політехніка», Запоріжжя, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-9683-3389](https://orcid.org/0000-0001-9683-3389).



АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ СИСТЕМИ СТАБІЛІЗАЦІЇ ОБЕРТІВ РОТОРА ДАР'Є ВЕУ

Тарасов С.В., Молотков О.Н. [✉], Тарасов А.С., Чернявський Є.Ю.

Інститут транспортних систем та технологій НАН України, Україна

Анотація

Ключові слова:

вертикально-осьові турбіни, довжина керування, лопаті, площа, що ометається, ступінь стійкості

В роботі розглянуто засоби побудови системи стабілізації швидкості обертів ротора вертикально-осьових ВЕУ, керованих змінами площини, що ометається. Запропоновано змінювати площину, що ометається, змінами довжини лопатей. З'ясовані умови забезпечення стійкості замкненої системи із пропорційно-інтегральним алгоритмом формування зворотного зв'язку. Проаналізовані показники якості функціонування замкненої системи, доведено що тривалість перехідного процесу у разі дійсних коренів характеристичного рівняння завжди більша, ніж у випадку комплексно-сполучених коренів.

Вступ

Характерною особливістю світової енергетики є поступове збільшення уваги до розвитку відновлюваних джерел енергії. Складнощі забезпечення традиційними джерелами енергії – газом, вугіллям, нафтопродуктами, а також світові тенденції переходу до екологічно чистих джерел призводять до необхідності пошуку та заміни традиційних джерел. Серед альтернативних джерел енергії широкого поширення набули вітроенергетичні установки (ВЕУ), що розміщуються на сприятливих територіях. Вітроенергетика дозволяє покривати потреби світового населення, що щорічно збільшується. Сучасні ВЕУ можуть бути двох типів: вертикально- або горизонтально-осьовими. Вертикально-осьові ВЕУ, на відміну від горизонтально-осьових, мають низку специфічних переваг, таких як, наприклад, нечутливість до змін напрямку вітру, відносна простота конструкції лопатей та відносно мала площа, необхідна для розміщення ВЕУ [1].

Актуальність досліджень

Типова сучасна вітроенергетична установка має два основні робочі режими: робота з постійною та змінною швидкістю [2]. Так, установка, що працює з постійною швидкістю, зазвичай виробляє менше енергії при низьких швидкостях вітру, ніж установка, що працює зі змінною швидкістю пропорційною швидкості вітру [3].

При регулюванні вітрової системи за

завданням максимальної потужності необхідно враховувати, що потужність турбіни ніколи не повинна перевищувати значення номінальної потужності генератора. Після досягнення номінальної потужності генератора за поточною швидкістю вітру її необхідно обмежити. Коли досягається номінальна швидкість турбіни, необхідно змінити стратегію управління таким чином, щоб вища швидкість вітру більше не збільшувала швидкість турбіни. Для вирішення цього завдання застосовуються різні засоби управління, наприклад, механічний привід зміни кута нахилу лопатей з метою зниження коефіцієнта потужності та підтримки потужності на номінальному рівні [3]. В якості альтернативного засобу управління в роботах [2, 4] запропоновано використання підходів, що базуються на змінах площі поверхні що ометається [5], наприклад, вивід ротору з під вітру для горизонтально-осьових ВЕУ [4], або використання розсуваних лопатей [2]. В роботі що пропонується аналізується замкнена система стабілізації обертів ротора Дар'є ВЕУ із змінною довжиною лопатей – система рівнянь у відхиленнях, яка узагальнює викладені в роботах [2, 4] підходи та розповсюджує їх на вертикально-осьові ВЕУ.

Викладення основного матеріалу

Рівняння у відхиленнях приймемо у вигляді

$$T \frac{d\Delta\omega}{dt} + \Delta\omega = k_1 \Delta V + k_2 \Delta H, \quad (1)$$

де $\Delta\omega$, ΔV , ΔH – відхилення швидкості обертів ω , швидкості вітрового потоку V та довжини лопатей H від номінальних значень, що встановились;

T , k_1 , k_2 – відповідні суворо позитивні числові коефіцієнти.

Зворотний зв'язок сформуємо у вигляді пропорційно-інтегрального закону

$$\frac{d\Delta H}{dt} = K \cdot \Delta\omega, \quad (2)$$

де $K = const$ – коефіцієнт зворотного зв'язку.

Рівняння (1), (2) дають змогу записати умови стійкості. Дійсно, диференціюючи рівняння (1) і підставляючи в нього рівняння (2), отримуємо рівняння замкнутої системи

$$T \frac{d^2 \Delta\omega}{dt^2} + \frac{d\Delta\omega}{dt} - K \cdot k_2 \Delta\omega = k_1 \Delta V \quad (3)$$

звідки, використовуючи умови стійкості Гурвіца для рівняння другого порядку [6] – умова позитивності коефіцієнтів лівої частини (3), отримуємо єдину умову стійкості замкнутої системи

$$K < 0, \quad (4)$$

тому що коефіцієнти T та k_2 – суворо позитивні.

Корені характеристичного рівняння замкнутої системи

$$Tp^2 + p - K \cdot k_2 = 0 \quad (5)$$

є

$$p_{1,2} = -\frac{1}{2T} \pm \frac{1}{2T} \sqrt{1 + 4KTk_2}, \quad (6)$$

і за умови

$$1 + 4KTk_2 > 0 \quad (7)$$

- дійсні та не обов'язково негативні, а за умови

$$1 + 4KTk_2 < 0 \quad (8)$$

- комплексно-сполучені з негативними дійсними частинами.

Розв'язуючи останню нерівність стосовно K , отримуємо умову для коефіцієнта зворотного зв'язку, що гарантує стійкість замкнутої

системи та наявність пари комплексно-сполучених коренів

$$K < -\frac{1}{4k_2T}. \quad (9)$$

Отриманий вираз коренів характеристичного рівняння показує, що ступінь стійкості [6, с.204] у разі дійсних коренів завжди менше, ніж у разі комплексно-сполучених коренів, тобто тривалість перехідного процесу у разі дійсних коренів завжди більша, ніж у випадку комплексно-сполучених.

Висновки

В роботі проведено аналіз динамічних особливостей способів зміни площини, що оmetaється, вертикально-осьових ВЕУ. Зроблено висновок, що зміни площини, що оmetaється, доцільно виконувати змінами довжини лопатей. Проаналізовано умови забезпечення стійкості системи стабілізаціі обертів ротора із пропорційно-інтегральним алгоритмом формування зворотного зв'язку. Доведено що тривалість перехідного процесу у разі дійсних коренів завжди більша, ніж у випадку комплексно-сполучених коренів. Дослідження доцільно продовжити в напрямку застосування ускладнених алгоритмів формування зворотного зв'язку з метою забезпечення кращих показників якості.

Література

- [1] Avallone E. A. Marks standard handbook for mechanical engineers / E.A. Avallone, T. Baumeister, A.M. Sadegh – New York: McGraw Hill, 2006. – 685 p.
- [2] Зубова Н.В. Повышение эффективности работы ветроэнергетической установки в зоне 2 / Н.В. Зубова, В.З. Манусов, С.Н. Удалов // XV Международная научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых "Современная техника и технологии"/ Сборник трудов в 3-х томах. Т.1.- Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009.- с. 42 – 44.
- [3] Johnson K.E. Adaptive Torque Control of Variable Speed Wind Turbines: Technical report / K.E. Johnson– National Renewable Energy Laboratory, NREL/TP-500-36265, 2004. – pp.1 – 94.
- [4] Оборский Г.А., Моргун Б.А., Бундюк А.Н. Построение математической модели ветроэлектрической установки как объекта управления оборотами ротора / Г.А. Оборский, Б.А. Моргун, А.Н. Бундюк // Праці Одеського політехнічного університету. – 2013. Вип. 2(41). – С. 142-147.

[5] Дзензерский В. А. Ветроустановки малой мощности / В.А. Дзензерский, С.В. Тарасов, И.Ю. Костюков. – Киев: Наук. думка, 2011. – 592 с.

[6] Бесекерский В.А., Попов Е.Н. Теория систем автоматического управления // В.А. Бесекерский, Е.Н. Попов – Изд. 4, перераб. и доп. – СПб. Изд-во «Професия», 2003. – 752с. – (Серия: Специалист).

Відомості про авторів

Сергій Тарасов, к.т.н., старший науковий співробітник, заступник директора з науково-технічної роботи, завідувач відділом, Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-9254-1503](https://orcid.org/0000-0002-9254-1503).



Олег Молотков, к.т.н., доцент, старший науковий співробітник, Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8498-1269](https://orcid.org/0000-0002-8498-1269).



Андрій Тарасов, молодший науковий співробітник, Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Дніпро, Україна.



Євген Чернявський, провідний інженер, Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Дніпро, Україна.



РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРТНА ОЦІНКА МІЦНОСТІ ДЕТАЛЕЙ СУДНОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Бершак С.В.¹, Курган В.О.²✉

¹Одеський національний морський університет, Україна

²Національний університет «Одеська політехніка», Україна

Анотація

Ключові слова:

Агресивне середовище, границя витривалості, ймовірність руйнування, опір корозійної втоми.

Встановлено існування кореляційних зв'язку між параметрами рівняння, що описує залежність амплітуд напружень деталей при експлуатації на повітрі та корозійному середовищі. Рекомендовано для практичного використання узагальнену залежність для всіх досліджених корозійних середовищ. При оцінюванні опору втомленості деталей можливе використання індивідуальних залежності між параметрами для кожного середовища. Проаналізовано вплив корозійного середовища на розсіювання довговічності, встановлено, що розсіювання довговічності істотно залежить від агресивності середовища та практично не залежить від марки сталі. Запропоновано у розрахунках сталевих деталей, що експлуатуються у морській воді, призначити узагальнене значення дисперсії логарифму довговічності 0,01. У результаті, запропоновано розрахунок логарифму довговічності будь-якої ймовірності руйнування. Розглянуто побудову пучка кривих корозійної втомленості.

Вступ

Перший розділ рукопису має бути вступом до запропонованої роботи. Інші варіюються залежно від теми та внеску автора. Зверніть увагу, що у вашому рукописі повинні бути розділи «Вступ», «Актуальність досліджень», «Викладення основного матеріалу» та «Висновки». У вступі коротко обговоріть існуючу проблему та свій внесок у 3...5 абзацах.

Деталі суднових пристроїв, насосних агрегатів та інших конструкцій піддаються в експлуатації нерегулярному циклічному навантаженню і впливу морської води. Тому для багатьох конструкцій потрібні продуктивні методи оцінки їхньої працездатності.

Прогнозування на стадії проектування міцності та довговічності деталей ґрунтується на інформації про криві корозійної втомленості.

Єдине рівняння для опису кривих втоми у повітрі та корозійних середовищах відкриває перспективу створення обґрунтованої методики розрахунку на міцність при впливі агресивних середовищ. Існують інші точки зору на рівняння кривої корозійної втоми, проте не всі вони можуть бути застосовані для практичного

використання і вимагають додаткових досліджень.

Актуальність досліджень

Подальше вивчення впливів на опір корозійної втомленості конструктивних та експлуатаційних факторів стосовно такого поширеного корозійного середовища, як морська вода, становить актуальну проблему.

З метою створення методу оцінки характеристик опору втоми деталей у корозійних середовищах пропонується визначення кореляційних зв'язку між параметрами рівнянь, що визначають залежність амплітуд напружень в повітрі і корозійному середовищі.

Викладення основного матеріалу

Аналіз численних результатів випробувань на втомленість у корозійних середовищах показав, що у логарифмічних координатах ці результати задовільно групуються вздовж прямої лінії, згідно з рівнянням

$$\lg N = C - m \lg \sigma, \quad (1)$$

відповідної степеневій залежності

$$\sigma^m N = 10^C, \quad (2)$$

де σ і N – поточна напруга та відповідна їй циклічна довговічність;
 m та C – параметри.

Результати досліджень параметрів m і C рівняння (1) у повітрі та корозійних середовищах показали, що криві корозійної втомленості розташовуються крутіше за відповідні криві в повітрі. Встановлення цього факту дозволило зв'язок між амплітудами напружень в повітрі і в корозійному середовищі для різних середовищ описати лінійною залежністю [1].

$$\lg \sigma_{cp} = a + b \lg \sigma_{ms}, \quad (3)$$

де σ_{cp} і σ_{ms} – амплітуда напружень за кривими втомленості в середовищі й повітрі відповідно до заданого числа циклів N , тобто границі обмеженої витривалості;
 a та b – параметри рівняння, які залежать від матеріалу деталі й ступеня агресивності середовища.

Значення вибіркового коефіцієнта r , що характеризує тісноту зв'язку між величинами $\lg \sigma_{cp}$ і $\lg \sigma_{ms}$, для зразків різних форм і розмірів, виготовлених з вуглецевих і легованих сталей, випробуваних у корозійних середовищах, що відрізняються за агресивністю, складало у середньому 0,92 - 0,98. Мінімальне з отриманих значень r досить велике і з високим рівнем значущості дає право відкинути нульову гіпотезу (відсутність зв'язку між величинами $\lg \sigma_{cp}$ і $\lg \sigma_{ms}$), що свідчить про тісний зв'язок між зазначеними величинами.

Аналіз параметрів a і b рівняння (3) показує, що зі збільшенням параметра a параметр b убуває. Для подальшої обробки був прийнятий лінійний зв'язок параметрів у вигляді

$$a = \alpha - \beta \cdot b, \quad (4)$$

де α і β - постійні величини для заданого середовища визначеної агресивності.

Кореляційно-регресійний аналіз виразу (4) показав існування тісного зв'язку між величинами a і b , який характеризується коефіцієнтом кореляції r і складає 0,98. Це вказує на функціональну залежність параметра a від b (див. таблицю 1). Як видно з таблиці 1, значення постійних α і β залежності (4) відрізняються несуттєво, що дозволяє об'єднати $a = f(b)$ в єдину

залежність $a = F(b)$.

Для об'єднання вибірових значень a і b в загальну сукупність, єдину для всіх середовищ, необхідно перевірити дві гіпотези: рівність дисперсій ряду сукупностей й середніх значень нормально розподілених сукупностей.

При неоднаковому числі спостережень в окремих вибірках однорідність дисперсій можна перевірити за допомогою критерію Бартлета χ^2 [2]. Розрахункове значення критерію χ^2 порівнюють з табличним χ_α^2 , який знаходиться для вибраного рівня значущості й числа ступенів свободи. При виконанні нерівності $\chi^2 \leq \chi_\alpha^2$ нульову гіпотезу про рівність генеральних дисперсій, з яких взяті ці вибірки, не відкидають.

Таблиця 1. Результати випробувань сталених деталей на корозійну втомленість

Агресивне середовище	α	β	r
Вода:			
дистильована	2,3983	2,4389	0,97
прісна	3,0314	2,8785	0,98
Розчин:			
NaCl (3%)	3,1392	2,8793	0,98
NaCl (4%)	2,6265	2,6803	0,99
KaCl (10%)	2,6592	2,7799	0,97
KaCl (20%)	2,5384	2,4359	0,98
H ₂ SO ₄ (0,1 н)	3,0096	2,7085	0,97
HNO ₃ (6,2%)	2,6773	2,5907	0,97
HNO ₃ (4%)	2,4948	2,6257	0,99
KNO ₃ (10%)	3,2538	3,0102	0,99
NaOH (4%)	2,6405	2,8241	0,99

Для вибірки з дев'яти середовищ значення критерію $\chi^2 = 2,28$, а його табличне значення для рівня значущості $\alpha = 0,01$ дорівнює 2,56, тобто вказана вище нерівність виконується й дисперсію можна об'єднати [2]: $S^2 = 0,9584$.

Гіпотезу про рівність середніх значень вибірок перевіряють за допомогою дисперсного відношення – критерію F [2]. Якщо розрахункове дисперсне відношення F буде менше його табличного значення $F_{1-\alpha}$ (для заданого рівня значущості й числа ступенів свободи), то гіпотеза не

відкидається. Для заданого об'єму вибірки $F = 1,92$, а табличне значення $F_{1-\alpha} = 1,93$, тобто ці значення задовольняють нерівності $F \leq F_{1-\alpha}$. Отже, розходження параметрів α і β є для даної вибірки несуттєвими (статистично незначними), а вибірку між параметрами a і b виразу (3) можна об'єднати в одну і записати узагальнений для всіх досліджених середовищ вираз (4) у вигляді

$$a = 2,8064 - 2,775 \cdot b. \quad (5)$$

Відхилення розрахункових значень величини a , які отримані за індивідуальними для кожного середовища зв'язками й за узагальненою залежністю (5), незначно відхиляються від їх експериментальних значень. Це дає підґрунтя рекомендувати для практичного використання взаємозалежність між величинами a і b у вигляді (5), але в той же час не відкидає використання індивідуальних залежностей (4) (див. таблицю 1) для кожного з випробуваних середовищ.

На основі отриманих результатів можливо створити обґрунтовану методику розрахунку на міцність і довговічність деталей при дії агресивних середовищ і оцінити довговічність таких деталей вже на стадії проектування.

З розвитком розрахунків міцності й довговічності в ймовірнісному трактуванні характеристики втомних властивостей стали не менш важливими, чим середні характеристики, використовувані в детерміністичних розрахунках. Стосовно корозійних середовищ з'ясувалася певна закономірність розсіяння довговічності по відношенню до її розсіяння в повітрі. Якщо твердження про однорідність дисперсій логарифма довговічності по рівнях напружень для об'єктів, експлуатованих в повітрі, підтверджується в одних випадках і не підтверджується в інших, то для об'єктів, що працюють в корозійних середовищах, однорідність дисперсій не викликає сумнівів. На прикладі 3%-го розчину куховарської солі це було підтверджено: рівень навантаження не зробив статистично значущого впливу на розсіяння довговічності.

Беручи до уваги, що тенденція до деякого зменшення дисперсії логарифма довговічності із збільшенням рівня навантаження зберігається для будь-якого середовища, криві корозійної втомленості будувалися як з обліком, так і без урахування зміни умовних дисперсій, тобто при $\omega_i = 1$. Для обліку ваги змін використовували функцію [3]

$$\omega_i(x) = 10^{-2b_i \lg \sigma_i}$$

При цьому на підставі попереднього аналізу застосовували лінійний закон зміни умовних дисперсій із зміною рівня напружень згідно виразу

$$\lg S_i = a_i \lg \sigma_i + b_i,$$

де a_i і b_i - постійні коефіцієнти.

На рис. 1 показані криві втомленості зразків із сталі 45 в дистильованій воді при різній ймовірності руйнування, побудовані з обліком і без урахування зміни емпіричних умовних дисперсій по напруженням. Як видно з рис. 1, суцільні і штриховані лінії розташовані близько одна до одної, особливо для середньої ймовірності корозійної втомленості. Це свідчить про те, що дисперсії статистично незалежні від напружень. Перевірка за допомогою критерію Бартлета дійсно показала статистичну незначущість розбіжностей умовних дисперсій логарифма довговічності при рівнях значущості, що набагато перевищують 0,05. Дисперсія логарифма довговічності в конкретному корозійному середовищі практично не залежить від марки сталі й конструктивних особливостей об'єкту. Для морської води дисперсія логарифма довговічності дорівнює 0,01. Такою її можна приймати для найрізноманітніших об'єктів. Іншими словами, в розрахунках сталевих об'єктів призначених для роботи в морській воді можна призначати вказане узагальнене значення дисперсії логарифма довговічності.

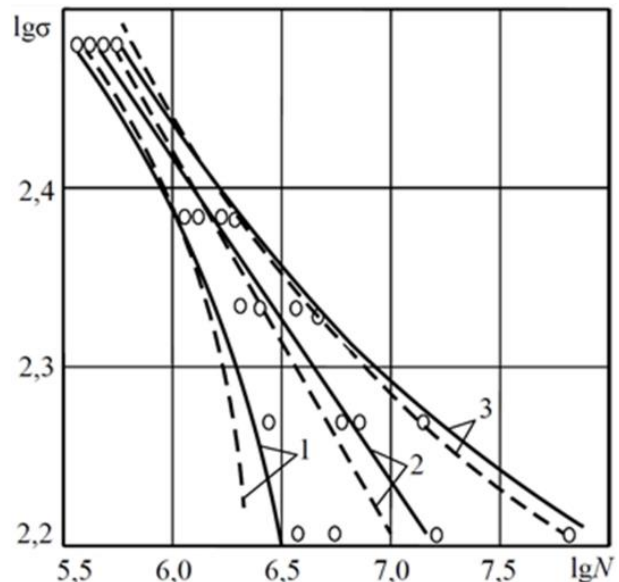


Рисунок. 1. Криві втоми, які побудовані з урахуванням зміни дисперсії довговічності по напруженням (суцільні лінії) і без неї (штрихові лінії): 1, 2, 3 – $P = 5, 50$ і 95% .

Побудова кривих корозійної втомленості, які відповідають заданій ймовірності P

зруйнування, при умові нормального розподілу характеристик опору втомленості, полегшується тією обставиною що рівень напруження не має значимого впливу на дисперсію логарифма довговічності, а сама дисперсія залежить від конструктивних особливостей і матеріалу об'єкта. В роботі [3] було відмічено, що узагальнена дисперсія логарифма довговічності лежить в межах від 0,0080 до 0,0098 (в середньому приблизно 0,0093, що близько до 0,01) і що виходячи з цього значення можна підрахувати логарифм довговічності для будь-якої ймовірності P , якщо відомо середньоїмовірне його значення. Таким чином будується пучок кривих корозійної втомленості для будь-якої ймовірності P в інтервалі від 2 до 98%, в якому можна впевнено користуватися нормальним розподілом і який більш чим достатній для переважної більшості задач машинобудування.

Висновки

У результаті можна зробити такі висновки:

- встановлена кореляційна залежність між амплітудами напружень деталей у корозійному середовищі та в повітрі;
- отримана кореляційна залежність поміж параметрами рівняння корозійної втомленості деталей машин в середовищах з різною агресивністю;
- визначені чинники, що впливають на дисперсію обмежених границь витривалості в корозійних середовищах, і тим самим підтверджена можливість побудови кривої корозійної втомленості розрахунковим шляхом та її використання разом з усередненою дисперсією логарифмів довговічності для отримання розрахункової оцінки й границі витривалості по заданій довговічності.

Література

- [1] Олейник Н.В., Вольчев А.В., Бершак С.В., Васильев Н.Р. Расчет деталей машин на коррозионную усталость. – К.: Техніка, 1990. – 150 с.
- [2] Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
- [3] Олейник Н.В., Степуренко Ю.В., Курочкин Л.Я. Сопrotивление усталости конструкционных сталей в различных рабочих средах: Монография. – Одесса: Астропринт, 1999. – 280 с.

Відомості про авторів


Світлана Бершак, к.т.н., доцент, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-0219-8762](https://orcid.org/0000-0003-0219-8762).



Володимир Курган, здобувач третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти, Національний університет «Одеська політехніка», Одеса, Україна, [ORCID ID: 0009-0003-9816-5419](https://orcid.org/0009-0003-9816-5419).



ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ І ДЕФОРМАЦІЙ ПРУЖНОГО ЕЛЕМЕНТУ СИЛОВИМІРЮВАЧА

Лимаренко О.М., Курган В.О. 

Національний університет «Одеська політехніка», Україна

Анотація

Ключові слова:

ANSYS, напружено-деформований стан, метод кінцевих елементів, пружний елемент, теорія пружності.

В роботі розглянуто застосування методу скінченних елементів до визначення напружень і деформацій пружних елементів силовимірювальних датчиків. Запропонована методика визначення напружень і деформацій пружних елементів. Розглянуто різні методи дослідження напружено-деформованого стану масивних тіл, зроблено висновок, що визначення напружено-деформованого стану може бути успішно виконаним методом скінченних елементів, реалізованому в багатоцільовому пакеті „ANSYS”. Отримане графічне і табличне представлення результатів у „ANSYS”. Проаналізовані напруження і деформації, отриманих у результаті числового експерименту з пружним елементом.

Вступ

В роботі розглянуто застосування методу скінченних елементів до визначення напружень і деформацій пружних елементів силовимірювальних датчиків. Запропонована методика визначення напружень і деформацій пружних елементів дозволяє проектувати конструкції силовимірювальних пристроїв при зміні навантажень в широкому діапазоні [1, 2].

Актуальність досліджень

Необхідність проведення дослідження зумовлена уточненням відомих інженерних методів розрахунку [3, 4]. В період розробки проектів попередніх моделей пружних елементів не існувало достатньо надійної та чіткої методики розрахунку тривимірних деталей, якою є форма пружного елемента силовимірювача (рис. 1).



Рисунок 1. Загальний вигляд пружного елемента

Викладення основного матеріалу

Розглянувши різні методи дослідження напружено-деформованого стану масивних тіл, в тому числі – шляхом лабораторних занадто дорогих випробувань, зроблено висновок, що визначення напружено-деформованого стану може бути успішно виконаним методом скінченних елементів, реалізованому в багатоцільовому пакеті „ANSYS”.

Визначення напружень у плиті і ребрі жорсткості реального пружного елемента відомими методами прикладної теорії пружності не досить точний, тому що не враховує реальну форму об'єкта, його особливості, а також спосіб передачі зусилля від зовнішнього навантаження. В таких розрахунках плита вважається тілом обертання з постійною або лінійно-змінною жорсткістю.

Вихідні дані для моделювання і розрахунку пружного елемента силовимірювача приймалися такі самі як і в розглянутому інженерному розрахунку [3].

Для рішення фізичної задачі чисельним методом, спочатку необхідно було побудувати геометричну модель деталі. Це звичайно один з самих трудомістких етапів у рішенні прикладних задач. Процедура генерації сітки вузлів і елементів складається з трьох основних етапів:

1) Завдання типів елемента і його опцій.

У нашій задачі обрано тривимірний тетрагональний елемент SOLID 92 з 10 вузлами.

2) Встановлення режимів контролю за побудо-
вою сітки (оптимізація сітки).

Цей етап не є обов'язковим для програму-
вання, тому що мінімальний контроль програ-
мою ANSYS здійснюється за замовчуванням.

3) Побудова сітки.

При створенні сітки скінченних елементів ви-
користано вільне розбиття на тетрагональні
елементи (рис. 2)

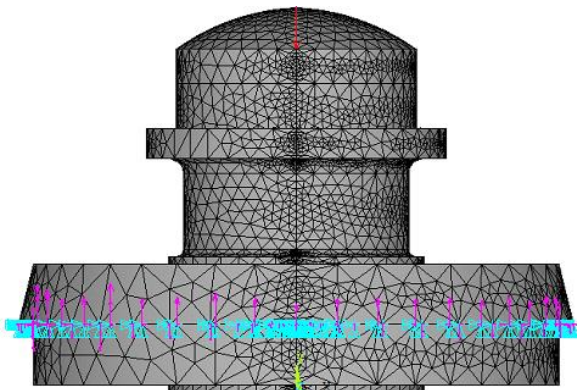


Рисунок 2. Скінченно-елементна модель з гра-
ничними умовами

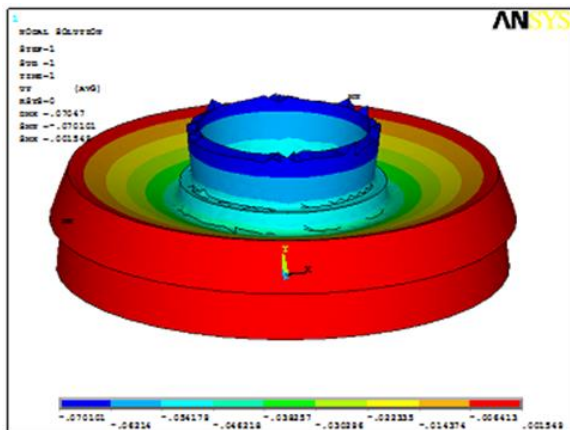


Рисунок 3. Вертикальні переміщення в пруж-
ному елементі силовимірювача

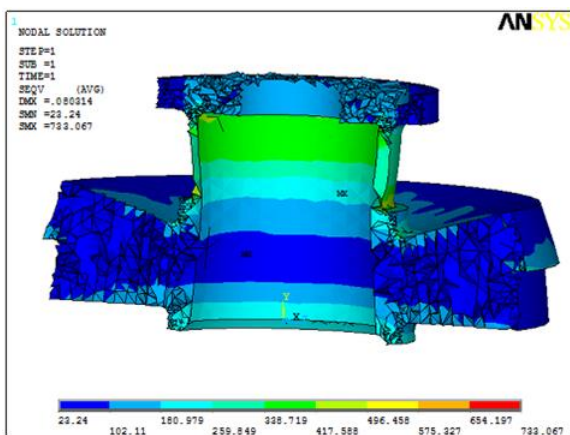


Рисунок 4. Еквівалентні напруження за гіпоте-
зою Губера-Міреса

У програмі ANSYS стадія постпроцесорної об-
робки впливає за стадіями препроцесорної
підготовки і одержання рішення. Результати рі-
шення включають значення переміщень (рис.
3), напружень (рис. 4) і деформацій. Підсумком
роботи програми на постпроцесорній стадії є
графічне і табличне представлення результатів.

Аналіз напружень і деформацій, отриманих у
результаті числового експерименту з пружним
елементом наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Максимальні значення параметрів
напружено-деформованого стану пружного еле-
менту в характерних перерізах.

Параметр	Значення	Розташування
UY мкм	0,0549	ребро жорсткості
$USUM$ мкм	0,04019	ребро жорсткості
τ_{xy} МПа	66,211	циліндрична ча- стина
τ_{yz} МПа	54,591	циліндрична ча- стина
σ_1 МПа	169,2	циліндрична ча- стина
σ_2 МПа	78,571	циліндрична ча- стина
σ_3 МПа	-124,83	циліндрична ча- стина
$\sigma_{жв}$ МПа	235,665	циліндрична ча- стина

Висновки

Аналіз результатів числового експерименту
методом комп'ютерного моделювання при ви-
значенні напружень і деформацій дозволяє зро-
бити наступні висновки. Міцність стінок цилін-
дричної частини забезпечена, однак спостеріга-
ється нерівномірність розподілу напружень по
висоті циліндра, що не задовольняє умовам рів-
номірності конструкції. Міцність плоскої частини
плити забезпечена, що впливає з порівняння
максимальних напружень із границею
текучості матеріалу.

Відмітимо, що при розрахунках в "ANSYS" при
дії зовнішнього навантаження враховувалась
геометрична форма конструкції. При викорис-
танні ж інженерної методики урахувати зміну
геометричної форми неможливо.

Література

[1] Коломієць Л. В. Методика підвищення точ-
ності вимірів динамічної маси вантажного ва-
гону / Л. В. Коломієць, О. М. Лимаренко, А. С.
Лимаренко // Системи обробки інформації. – Хар-
ків, 2015. – Випуск 6 (131). – С. 95-98.

[2] Дащенко О. Ф. Підвищення точності вимірів динамічної маси. / О. Ф. Дащенко, Л. В. Коломієць, О. М. Лимаренко // Праці Одеського політехнічного університету. – 2015. – №2 (41). – С. 25-31.

[3] Кавалерів Г. І., Ковалевська В. В. Первинні вимірювальні перетворювачі (датчики), що випускаються фірмами США / Г. І. Кавалерів, В. В. Ковалевська // «Приладобудування». – 1996. – № 10. – с. 24 –27

[4] Феликсон Е. И. Упругие элементы силоизмерительных приборов / Е. И. Феликсон. – М.: Машиностроение, 1977. – 160 с.

Відомості про авторів

Олександр Лимаренко, к.т.н, доцент, завідувач кафедру, Національний університет «Одеська політехніка», Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1806-3128](https://orcid.org/0000-0002-1806-3128).



Віктор Курган, к.т.н, доцент, Національний університет «Одеська політехніка», Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-3153-7313](https://orcid.org/0000-0003-3153-7313).



УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ

Лавренченко Г.К.¹, Слинько О.Г.², Бойчук А.С.², Козловський С.В.²✉, Галкін В.М.²

¹ТОВ «Інститут низькотемпературних енерготехнологій», Одеса, Україна

²Одеський національний морський університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

дійсний і термодинамічний коефіцієнт корисної дії, питома витрата палива, цикли газотурбінних установок.

Недоліком сучасних газотурбінних установок є низький дійсний коефіцієнт корисної дії, що призводить до великої витрати палива, обмеженості їх використання. Головним складовим дійсного коефіцієнта корисної дії є термодинамічний коефіцієнт корисної дії, який у газотурбінних установках дуже низький (не перевищує 40%), тому пропонується спосіб його підвищення. Пропонований спосіб здійснення термодинамічного циклу газотурбінної установки дозволяє суттєво підвищити його термічний коефіцієнт корисної дії та потужність установки при меншій витраті палива; підвищити моторесурс газової турбіни.

Вступ

Газотурбінні установки (ГТУ) в порівнянні з двигунами внутрішнього згоряння і паротурбінними установками мають переваги: конструктивну простоту, мобільність при пуску і зупинці, менші масо-габаритні показники при однаковій з ними потужності, легкість нарощування необхідної потужності установки, тощо. Тому газотурбінні установки використовуються в тих випадках коли необхідно забезпечити мобільність установки (пуск/зупинка) і велику потужність. Такими установками, в яких зараз часто використовуються ГТУ, є приводи компресорів газоперекачуючих станцій магістральних газопроводів, головні двигуни суднових і корабельних установок, головні двигуни мобільних електростанцій, енергетичних установок танків, тощо. Зокрема в якості головної енергетичної установки танків типу Abrams використовується газотурбіна установка потужністю 1500 к.с. (1104 кВт).

В основі роботи таких установок лежить термодинамічний цикл простої ГТУ відкритого типу. Головним недоліком такого циклу є низький термічний коефіцієнт корисної дії (ТККД), що обумовлюється близькістю питомих робіт компресора і турбіни, та невеликою різницею температур холодного і гарячого джерел теплоти. В монографії [1] запропоновано багато способів удосконалення термодинамічного циклу простої ГТУ відкритого типу, які дозволяють суттєво підвищити економічність і потужність ГТУ. Не

всі наведені в [1] удосконалення термодинамічного циклу ГТУ можуть бути використані в такому специфічному продукту Людства, як танк, але самі прості і достатньо ефективні цілком можуть бути використанні.

Область використання удосконалень термодинамічного циклу ГТУ, досліджених в [1], суттєво розширилась після розробки нами циклу отримання холоду за допомогою утилізаційної комбінованої енергохолодильної установки (УКЕХУ) [2]. Так в цій роботі встановлено, що використовуючи в якості гарячого джерела воду ($t_{\text{води}}=126^{\circ}\text{C}$), яка охолоджує двигун SDR-8 фірми «Зульцер», потужністю $N_e=1250$ кВт, можна, використовуючи в якості робочого тіла холодоагент R134a та розширюючи його пару в силвій турбіні установки до стану насичення, можна отримувати 1136 кВт холоду, температура якого мінус $26,4^{\circ}\text{C}$, витрачаючи при цьому додаткову потужність всього лиш 224 кВт. Холодильний коефіцієнт установки – 5,1.

Розширюючи пару в турбіні до гранично допустимої вологості (14%), можна отримувати 1582 кВт такого холоду, витрачаючи додатково потужність 346 кВт. Холодильний коефіцієнт установки при цьому дорівнює 4,7.

Актуальність дослідження

Газотурбінні установки – перспективний тип енергетичних установок. Вони поєднують переваги паротурбінних установок (безперервність

здійснення робочого процесу перетворення теплової енергії в механічну, і велику годинникову витрату робочого тіла – потужність). Крім того, вони позбавлені недоліків двигунів внутрішнього згоряння (відсутності кривошипно-шатунного механізму) та ПТУ (відсутності масивного парового котла з великою втратою теплоти згоряння палива). Проте, головним недоліком ГТУ є порівнянність питомих робіт компресора і турбіни. Для зменшення цього недоліку необхідно значно підвищувати температуру газів перед турбіною, але це значно ускладнює її конструкцію, підвищує її вартість і зменшує моторесурс. Це можна подолати удосконаливши термодинамічний цикл ГТУ шляхом попереднього охолодження повітря, яке всмоктується і стискується компресором та з розширенням газів в турбіні до тиску нижче атмосферного.

Підставою цього способу підвищення ефективності простих відкритих ГТУ являється «золоте» правило технічної термодинаміки, сформульоване нами раніше і широко використане при вдосконаленні класичних термодинамічних циклів ДВЗ [3-5], ПТУ і ГТУ [1,5,6]. Сенс правила для теплоенергетичних установок декларується так – *для підвищення ефективності теплоенергетичних установок робоче тіло перед стисненням охолоджуй, а перед розширенням – нагривай*. При цьому під терміном *нагривай* мається на увазі не тільки класичне його значення, але й охолодження холодного джерела теплоти з яким робоче тіло взаємодіє, тобто зменшення температури холодного джерела в енергетичній

установці рівноцінно підвищенню температури гарячого джерела.

Вдосконалення термодинамічного циклу простих відкритих газотурбінних установок великої потужності

На рис. 1 зображено спільно в p, v - і T, s - координатах термодинамічні цикли простої відкритої ГТУ (1-2-3-4) і запропонованої її модифікації (1-5-6-3-7-8-9-1), удосконаленого шляхом попереднього охолодження повітря, що всмоктується і стискується компресором, та з розширення газів у турбіні до тиску нижче атмосферного, а на рис. 2 зображена принципова схема такої установки.

Удосконалений термодинамічний цикл ГТУ здійснюється в такий спосіб. Повітря з навколишнього середовища перед усмоктуванням компресором I (рис. 2), охолоджується до температури нижче температури навколишнього середовища (процес 1-5, рис. 1), після чого стискується ним ізоентропно (процес 5-6), як і у звичайних ГТУ відкритого типу до тиску p_2 (процес 1-2, рис. 1). Стиснуте повітря разом з паливом подаються в камеру згоряння II (рис. 2). Гази, що утворюються в камері, надходять на лопатки газової турбіни III, де ізоентропно розширюються до тиску нижче атмосферного (процес 3-7, рис. 1), який утворюють і підтримують у ресивері-охолоджувачі V за допомогою вакуумного насоса VI.

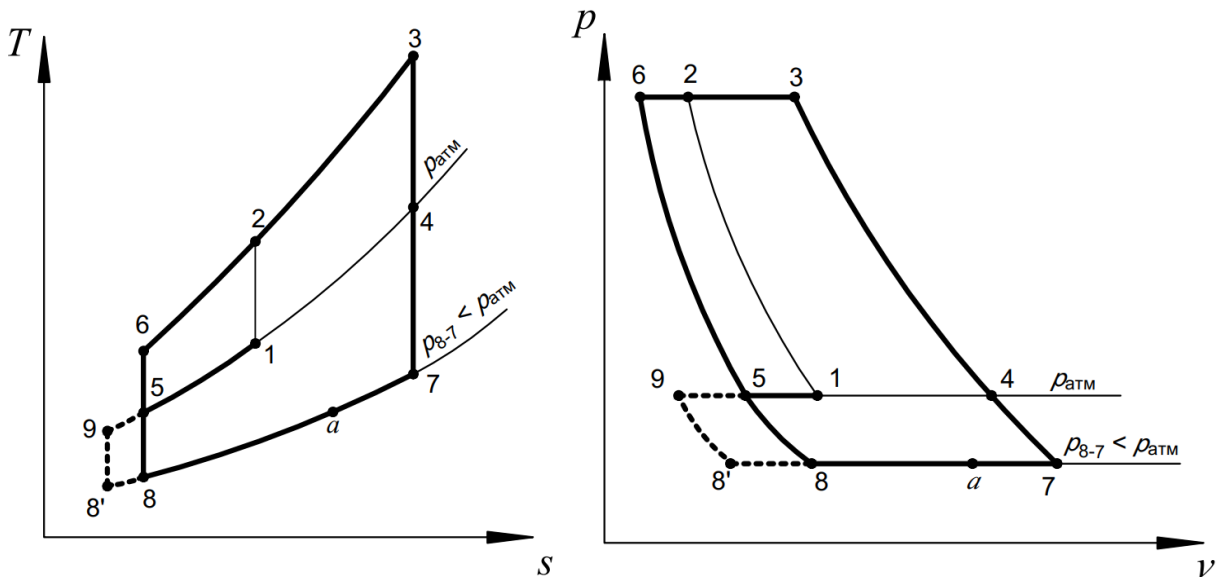


Рисунок 1. Зіставлення термодинамічних циклів простої відкритої ГТУ (1-2-3-4-1) і модифікованої шляхом попереднього охолодження повітря, що всмоктується і стискується компресором, та з розширенням газів у турбіні до тиску нижче атмосферного (1-5-6-3-7-8-9-1)

Гази, що розширилися в газовій турбіні до тиску нижче атмосферного, перед стисненням

вакуумним насосом до атмосферного тиску (процес 8-9), охолоджують (процес 7-8) холодоносієм

УКЕХУ IV (рис. 2), працюючої на газах турбіни, які щойно відпрацювали (процес 7-а). Остаточоно охолоджені (процес а-б) та стиснуті до атмосферного тиску (процес б-в) вакуумним насосом VI відпрацьовані гази турбіни використовуються для попереднього охолодження в теплообміннику VIII повітря, що всмоктується компресором (процес 1-б).

Для ілюстрації дієздатності і ефективності вдосконалення термодинамічного циклу відкритих ГТУ, що пропонується, виконані відповідні розрахунки при фіксованих (прийнятих) значеннях температури газів перед турбіною t_3 (ця температура обмежується жароміцністю матеріалу, що використовується на виготовлення лопаток турбіни), і ступеня підвищення тиску β (зазвичай приймається для забезпечення прийнятного співвідношення між потужністю компресора й турбіни; при одноступінчастому стисненні повітря він не перевищує 8). Тому в розрахунках прийнято значення $t_3 = 850^\circ\text{C}$ і $\beta = 7$. Розрахунки виконані, як для базового циклу (без попереднього охолодження повітря й при розширенні газів у турбіні до нормального атмосферного тиску (цикл 1-2-3-4), так і для модифікованих циклів в інтервалі значень кінцевих

тисків розширення газів у турбіні від 0,095 до 0,01 МПа з кроком 0,01 МПа (табл. 1). Параметри повітря навколишнього середовища прийняті рівними $p_1 = 0,101325$ МПа й $t_1 = 30^\circ\text{C}$.

У табл. 1 наведені розраховані залежності значень термічного ККД і питомої роботи, а також температури газів наприкінці розширення їх у турбіні t_7 та наприкінці їх охолодження в ресивері-охолоджувачі, а також після їх стиснення до атмосферного тиску вакуумним насосом, залежно від тиску розширення газів у турбіні p_7 і температури попереднього охолодження повітря, яке всмоктується й стискується компресором.

Наведені в таблиці значення відносних підвищень термічного ККД і питомої роботи розраховані відносно відповідних значень η_t і $I_{\text{ГТУ}}$ простої відкритої ГТУ, які при прийнятих вхідних даних дорівнюють 0,4265 і 254,8 кДж/кг.

Температура газів наприкінці їх охолодження в ресивері-охолоджувачі (точка б) визначалася за умови забезпечення їх дієздатності для попереднього охолодження повітря, всмоктуваного й стиснутого компресором, після їх стиснення до атмосферного тиску вакуумним насосом.

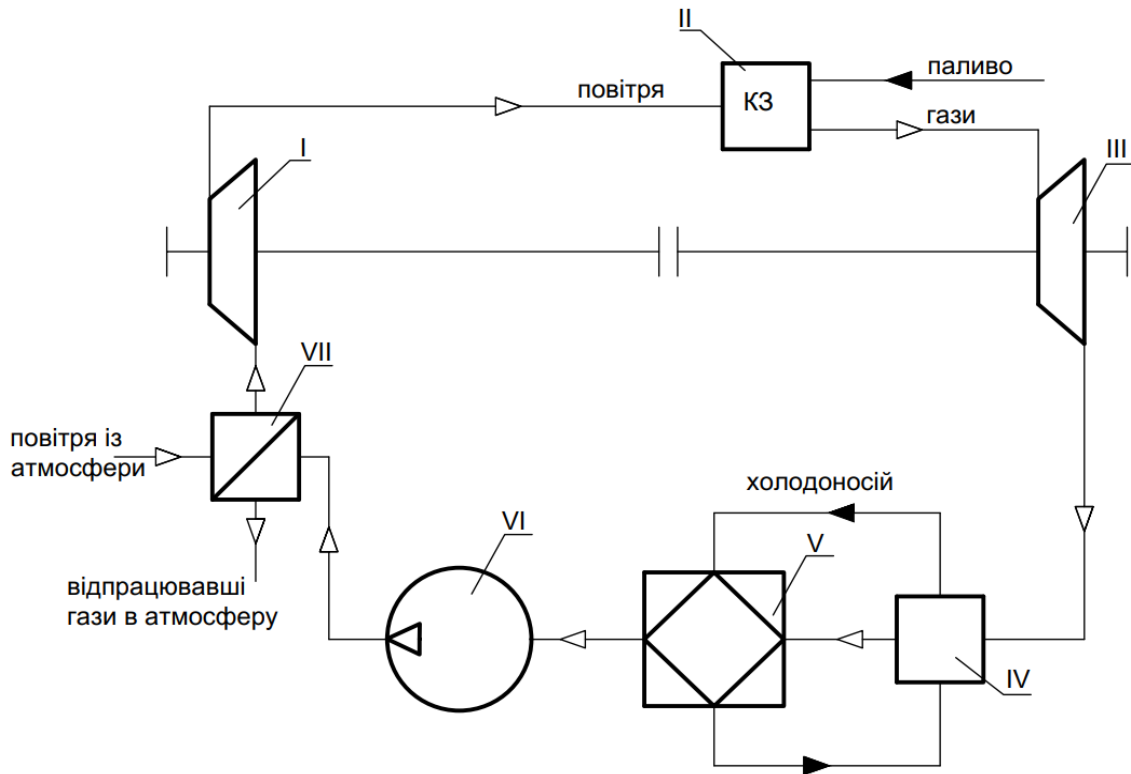


Рисунок 2. Принципова схема ГТУ з попереднім охолодженням повітря, що всмоктується й стискується компресором, та з розширенням газів у турбіні до тиску нижче атмосферного: I – компресор; II – камера згоряння; III – газова турбіна; IV – УКЕХУ; V – ресивер-охолоджувач газів, що відпрацювали в турбіні і частково охолодились в УКЕХУ; VI – вакуумний насос; VII – охолоджувач повітря, всмоктуваного компресором

Таблиця 1. Залежність термічного ККД і питомої роботи, а також температури газів наприкінці їх розширення в турбіні t_7 та їх охолодження в ресивері-охолоджувачі t_8 , а також їх температури після стисненням вакуумним насосом залежно від кінцевого тиску розширення газів у турбіні p_7 і температури попереднього охолодження t_7 повітря, всмоктуваного й стиснутого компресором

Кінцевий тиск розширення газів у турбіні, p_7 МПа	Температура попереднього охолодження повітря, t_7 , °C	Значення		Значення		Значення		
		η_t	$\delta\eta_t, \%$	$I_{ГТУ}$	$\delta I_{ГТУ}, \%$	$t_7, ^\circ\text{C}$	$t_8, ^\circ\text{C}$	$t_9, ^\circ\text{C}$
0,095	10	0,4375	2,6	276,7	8,61	359,2	-14,8	-10
	-10	0,4381	2,7	292,4	14,8	359,2	-54,1	-50
0,09	10	0,4466	4,7	282,5	10,9	349,5	-18,8	-10
	-10	0,4476	4,9	292,8	17,3	349,5	-57,4	-50
0,08	10	0,4660	9,3	294,7	15,7	328,9	-27,2	-10
	-10	0,4679	9,7	312,3	22,6	328,9	-64,6	-50
0,07	10	0,4872	14,2	308,1	20,9	306,4	-36,4	-10
	-10	0,4900	14,9	327,1	28,4	306,4	-72,4	-50
0,06	10	0,5160	19,7	323,0	26,8	281,4	-46,6	-10
	-10	0,5146	20,7	343,5	34,8	281,4	-81,0	-50
0,05	10	0,5371	25,9	339,7	33,3	253,3	-58,1	-10
	-10	0,5423	27,2	362,0	42,1	253,3	-90,8	-50
0,04	10	0,5677	33,1	359,0	40,9	220,8	-71,4	-10
	-10	0,5743	34,7	383,4	50,5	220,8	-102,0	-50
0,03	10	0,6043	41,7	382,2	50,0	181,8	-87,3	-10
	-10	0,6126	43,7	409,0	60,5	181,8	-115,5	-50
0,02	10	0,6510	52,7	411,8	61,6	132,0	-107,6	-10
	-10	0,6616	55,1	441,6	73,3	132,0	-132,8	-50
0,01	10	0,7194	68,7	455,0	78,6	59,3	-137,4	-10
	-10	0,7332	71,9	489,4	92,1	59,3	-158,0	-50

Аналізуючи наведені в таблиці дані, можна стверджувати:

– попереднє охолодження повітря, яке всмоктується й стискується компресором, і зниження кінцевого тиску розширення газів турбіні призводить до істотного підвищення питомої роботи й термічного ККД модифікованої установки відносно базового циклу, у якому повітря, що всмоктується компресором, не охолоджується, а гази розширюються до атмосферного тиску;

– при зменшенні кінцевого тиску розширення газів у турбіні помітно знижується їхня температура наприкінці розширення t_7 і відповідно після охолодження їх у ресивері-охолоджувачі t_8 ; однак, гази, що шойно виходять із турбіни, майже до тиску 0,03 МПа, залишаються дієздатними для роботи УКЕХУ;

– при значеннях кінцевого тиску розширення газів нижче 0,08 МПа необхідно використовувати каскадну холодильну установку, нижня гілка якої зажадає зовнішньої додаткової роботи, що сповільнить підвищення роботи й термічного ККД модифікованих у такий спосіб ГТУ.

– гази, що розширилися турбіні, будучи охолодженими до температури t_8 , та ізоентропно

стиснутими вакуумним насосом до атмосферного тиску, є цілком дієздатними для охолодження свіжого повітря до зазначеної в таблиці температури.

При великих масштабах використання та потужності сучасних ГТУ відкритого типу, впровадження пропонованого вдосконалення дозволить не тільки заощаджувати багато палива при їхній експлуатації, але й підвищувати їх моторесурс. Кількість зекономлених при цьому коштів швидко окупить разові додаткові капітальні витрати, пов'язані з виробництвом більш конструктивно складних ГТУ модифікованих способом, що пропонується.

Вдосконалення термодинамічного циклу енергетичної установки танків типу Abrams

Від енергосилової установки танків будь-якого типу вимагається велика потужність (швидкість маневру) і мінімальна витрата палива. В енергосиловій установці танків Abrams використовується газотурбіна установка, що дозволяє легко і необмежено збільшувати її потужність, але із за вказаного вище недоліку ГТУ (близькості питомих робіт компресора і турбіни) вона має малу

енергетичну ефективність (велику витрату палива). Для зменшення цього недоліку ГТУ збільшують температуру газів, що поступають на лопатки турбіни, це ускладнює турбіну (охолодження лопаток) і зменшує її моторесурс.

Із доступних інтернет публікацій відомо, що ефективна потужність танків цього типу дорівнює 1500 к.с. (1104 кВт), хоча в деяких джерелах йдеться про фактичну потужність 3500 к.с. Якщо допустити, що газотурбіна установка танків Abrams працює за простим не регенеративним термодинамічним циклом, то її ефективний коефіцієнт корисної дії не перевищує 27...28%. Тоді, довіряючи офіційній інформації, теоретична потужність установки складає 4000 кВт. Температура газів перед турбіною дорівнює 1193°C.

Основною метою пропонованого удосконалення газотурбінної установки танків типу

Abrams є зменшення температури газів перед турбіною, а значить підвищення її моторесурсу і зменшення собівартості її виготовлення, та зменшення питомої витрати палива при тій же потужності, а то і більший. Це можливо, якщо використати наведене вище вдосконалення термодинамічного циклу простої відкритої ГТУ.

На рис. 3 зображено спільно в p, v і T, s -координатах термодинамічні цикли базової ГТУ танків Abrams (1-2-3-4) і пропонованої її модифікації (1-5-6-7-8-9-5-1), удосконаленого шляхом попереднього охолодження повітря, що всмоктується і стискується компресором, та з розширенням газів у турбіні до тиску нижче атмосферного. Принципова схема вдосконаленої енергетичної установки танків Abrams така ж, як і вище наведена (рис. 2).

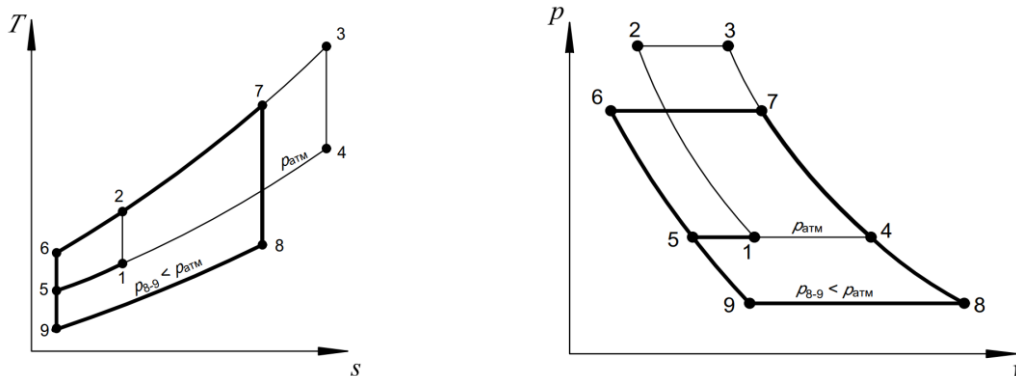


Рисунок 3. Зіставлення термодинамічного циклу базової ГТУ танків Abrams (1-2-3-4-1) та його модифікації, отриманого шляхом попереднього охолодження повітря, що всмоктується і стискується компресором, та з розширенням газів у турбіні до тиску нижче атмосферного (1-5-6-7-8-9-5-1).

Прийнявши ті ж вхідні дані, що і у вище використаному дослідженні, і використовуючи програму REFPROP [8], визначено термодинамічні властивості робочого тіла (повітря) в

характерних точках базового і модифікованого термодинамічних циклів ГТУ. Результати наводяться в табл. 2.

Таблиця 2. Термодинамічні властивості робочого тіла (повітря) в характерних точках базового і модифікованого термодинамічних циклів ГТУ танків типу Abrams

Точки	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{бар}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$h, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$
Базовий цикл					
1	30	1,01325	0,8588	429,57	3,8981
2	252,61	7,093	0,2134	655,91	3,8981
3	1193	7,093	0,5944	1722,2	5,0455
4	635,02	1,01325	2,5743	1068,8	5,0455
Модифікований цикл					
5	0	1,01325	0,7735	399,38	3,7933
6	201,89	7,093	0,1922	603,51	3,7933
7	850	7,093	0,4556	1315,1	4,7295
8	161	0,2	6,2454	563,05	4,7295
9	-101,55	0,2	2,4615	297,68	3,7933

Використовуючи табличні дані, визначаємо енергетичні характеристики базового термодинамічного циклу:

– питому роботу турбіни l_T

$$l_T = h_3 - h_4 = 1722,2 - 1068,8 = 653,4 \text{ кДж/кг}$$

– питому роботу компресора l_K

$$l_K = h_2 - h_1 = 655,91 - 429,57 = 226,34 \text{ кДж/кг}$$

– питому роботу ГТУ

$$l_{ГТУ} = l_T - l_K = 653,4 - 226,34 = 427,06 \text{ кДж/кг}$$

– питому теплоту, що підводиться в циклі

$$q_1 = h_3 - h_2 = 1722,2 - 655,91 = 1066,29 \text{ кДж/кг}$$

– питому теплоту, що відводиться в циклі

$$q_2 = h_4 - h_1 = 1068,8 - 429,57 = 639,23 \text{ кДж/кг}$$

– термічний коефіцієнт корисної дії

$$\eta_t^{\text{бі}} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{639,23}{1066,29} = 0,4005$$

– теоретична витрата палива на 1 кВт т роботи

$$b_t^{\text{бі}} = \frac{3600}{\eta_t^{\text{бі}} \cdot Q_B^P} = \frac{3600}{0,4005 \cdot 45 \cdot 10^3} = 0,1998 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{г}}$$

Тепер визначаємо енергетичні характеристики модифікованого циклу:

– питому роботу турбіни

$$l_T = h_7 - h_8 = 1315,1 - 563,05 = 752,05 \text{ кДж/кг}$$

– суму питомих робіт компресора і вакуумного насосу

$$\begin{aligned} l_{K+BH} &= l_K + l_{BH} = (h_6 - h_5) + (h_5 - h_9) = \\ &= (603,51 - 399,38) + (399,38 - 297,68) = \\ &= 305,83 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

– питому роботу ГТУ

$$l_{ГТУ} = l_T - l_{K+BH} = 752,05 - 305,83 = 446,22 \text{ кДж/кг}$$

– питому теплоту, що підводиться в циклі

$$q_1 = h_7 - h_6 = 1315,1 - 563,05 = 752,05 \text{ кДж/кг}$$

– питому теплоту, що відводиться в циклі

$$q_2 = h_8 - h_9 = 563,05 - 297,68 = 265,82 \text{ кДж/кг}$$

– термічний коефіцієнт корисної дії

$$\eta_t^{\text{м}} = \frac{l_{ГТУ}}{q_1} = \frac{446,22}{752,05} = 0,5933$$

– теоретична витрата палива на 1 кВт т роботи в модифікованій установці

$$b_t^{\text{м}} = \frac{3600}{\eta_t^{\text{м}} \cdot Q_B^P} = \frac{3600}{0,5933 \cdot 45 \cdot 10^3} = 0,1348 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{г}}$$

Аналізуючи результати виконаних зіставних розрахунків, можна однозначно стверджувати, що модифікована установка, що пропонується, має багато енергетичних переваг над базовою. Так, при меншій витраті питомої теплоти, що підводиться в модифікованому циклі (на 42%), питома робота ГТУ збільшується в порівнянні з базовою на 4,5%. Термічний ККД збільшується на 48%, а питома витрата палива на виконання 1 кВт т роботи зменшується на ті ж 48%.

З експлуатаційної точки зору в модифікованій установці значно зменшилась температура газів, які надходять на лопатки турбіни (з 1193 до 850°C), що суттєво спрощує конструкцію турбіни та підвищує її моторесурс; проте розширення газів до тиску 0,2 бар, призводить до збільшення їх питомого об'єму майже в 2,5 рази, що підвищує габаритні показники турбіни. До того ж, в модифікованій установці з'являються додаткові устрої: утилізаційна комбінована холодильна установка, вакуумний насос і два теплообмінні апарати. Хоча, це разові витрати, а паливо витрачається кожного разу при використанні установки, а установка без палива – металевий брухт.

Висновки

Модифікувавши термодинамічний цикл простої відкритої ГТУ шляхом попереднього охолодження повітря, яке всмоктується та стискується компресором, можна суттєво підвищити її ефективність і потужність. Крім того, таким способом можна не тільки збільшувати питому потужність установки, але і знижувати температуру газів, що надходять на лопатки турбіни (тобто, зменшувати теплонапруженість турбіни).

Ефективність цього удосконалення настільки вражаюча, що деякі конструктивні ускладнення модифікованих таким способом установок не повинні викликати сумніву в доцільності його впровадження в практику. Особливо це

актуально для стаціонарних ГТУ, які використовуються на ТЕЦ і газоперекачувальних станціях. Крім того, слід враховувати мобільність ГТУ при пуску, що важливо при подоланні пікових навантажень електромереж, а керованість теплонапруженістю газової турбіни сприяє підвищенню її моторесурсу. Усе це у сукупності буде сприяти швидкій окупності витрат, пов'язаних з виробництвом таких більш складних установок з точки зору конструкції.

Література

[1] Вассерман О.А., Слинько О.Г., Шутенко М.А. Інноваційні термодинамічні цикли енергетичних установок // Одеса: Фенікс.– 2020. – 182с.

[2] Лавренченко Г.К., Слинько О.Г., Галкін В.М., Козловський С.В., Бойчук А.С. Утилізаційна комбінована енергохолодильна установка з повним регенеративним теплообміном. *Refrigeration Engineering and Technology*. Том 58, №1(2022), 50-61

[3] Вассерман О.А., Слинько О.Г. Повышение эффективности и мощности двигателей внутреннего сгорания. 1. Цикл ДВС с выпуском отработавших газов в атмосферу. *Технические газы*. 2018. №3. с. 34-37

[4] Вассерман О.А., Слинько О.Г. Повышение эффективности и мощности двигателей внутреннего сгорания. 2. Цикл с охлаждением воздуха, подаваемого в цилиндры двигателя. *Технические газы*. 2018. №4. с. 43-47

[5] Вассерман О.А., Слинько О.Г. Повышение эффективности и мощности двигателей внутреннего сгорания. 3. Цикл с газотурбинным наддувом и с охлаждением сжатого свежего заряда. *Технические газы*. 2019. №1. с.53-57

[6] Вассерман А.А., Слинько А.Г. Повышение экономичности паротурбинных установок. *Технические газы*. 2018. №1. с. 43-47

[7] Вассерман О.А., Слинько О.Г. Технічна термодинаміка і теплообмін // Одеса: Фенікс. – 2019. – 494 с.

[8] Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties — REFPROP, Version 8.0. – Gaithersburg, 2007. — 51 p.

Відомості про авторів

Георгій Лавренченко, д.т.н, професор, Президент східноєвропейської асоціації виробництва технічних газів, «Інститут низькотемпературних енерготехнологій», Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8239-7587](#).



Олексій Слинько, к.т.н., професор ОНМУ, професор кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-5310-4335](#).



Артем Бойчук, к.т.н., доцент кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-2783-7129](#).



Сергій Козловський, к.т.н., доцент кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3176-835X](#).



Віталій Галкін, к.т.н., старший викладач кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-7640-5106](#).



ІЄРАРХІЧНЕ ПОБУДУВАННЯ РУХУ МАГНІТОЛЕВІТУЮЧОГО ПОЇЗДА

Поляков В.О. 

Інститут транспортних систем та технологій НАН України, Україна

Анотація

Ключові слова:

динаміка, керування, перевага, синтез, якість.

Запропоновано методика ієрархічної побудови руху магнітолевітуючого поїзда. Обґрунтовано її переваги та доцільність трирівневого регулятора системи. Побудовано глобальний алгоритм його функціонування.

Вступ

Транспортна система з магнітолевітуючими поїздами (ТС МЛП) створена для переміщення пасажирів та вантажів. Таке переміщення – її (ТС МЛП) основна функція.

Будучи складним артефактом, ця система включає різноманітні підсистеми. Їх функціонування базується на всіляких фізичних, хімічних, а також інших природних принципах і ефектах. Однак, виходячи з зазначеної основної функції ТС МЛП, якість механічного руху МЛП у результаті однозначно визначає споживчу цінність системи в цілому.

Актуальність досліджень

Сучасний етап розвитку соціуму характеризується експоненційним наростанням його (розвитку) інтенсивності. Безпосереднє відношення це, зокрема, має до обслуговуючих ТС.

У зв'язку з цим, виключно когнітивний рівень досліджень їхнього функціонування є недостатнім. Тому парадигма таких досліджень неминуче має бути зрушена задля досягнення їх максимальної креативності. У випадку ТС МЛП це означає, зокрема, необхідність побудови, як кінцевої мети вивчення таких систем, рухів МЛП, які мають необхідні якості.

Викладення основного матеріалу

Природні (тобто такі, що відбуваються під впливом лише некерованих – природних – збурень) рухи МЛП, можна описати моделлю [1]

$$a_{\lambda\mu} \cdot \eta^\mu = E_\lambda;$$

$$a_{\lambda\mu} = c_{\lambda\mu} \cdot p^{(2)} + (C_{\lambda,\mu\nu} \cdot \eta^\nu + \beta_{\lambda\mu}) \cdot p + I_{\lambda\mu};$$

$$p = \frac{d}{dt} \forall \lambda, \mu, \nu \in [\overline{1, L}], \quad (1)$$

де $\eta^\mu \forall \mu \in [\overline{1, L}]$, L – узагальнені координати розрахункової схеми МЛП, а також кількість таких координат;

$c_{\lambda\mu}, C_{\lambda,\mu\nu} \forall \lambda, \mu, \nu \in [\overline{1, L}]$ – коваріантний метричний тензор згаданого агрегату, а також його триндексний символ Крістоффеля 1-го роду;

$\beta_{\lambda\mu}, I_{\lambda\mu} \forall \lambda, \mu \in [\overline{1, L}]$ – дисипативні та квазіпружні коефіцієнти наведеної моделі;

$E_\lambda \forall \lambda \in [\overline{1, L}]$ – зовнішні збурення системи.

Природні рухи, як правило, не мають необхідних властивостей. Для надання їм (рухам) таких властивостей моделюючи рівняння повинні бути змінені так, щоб вони стали сумісними з цільовими співвідношеннями, які описують ці властивості і зв'язують компоненти стану системи [2]. Наприклад, до МЛП можуть бути прикладені керуючі дії $\Pi_\lambda \forall \lambda \in [\overline{1, L}]$. Якщо згадана сумісність досягається, то описувана цільовими співвідношеннями поверхня стає аттрактором зображуючої точки системи, а її рух гарантовано має бажані властивості. Процес переходу від природного до керованого руху називатимемо його побудовою.

Зазвичай, механічна система, яка може бути прийнята як адекватна розрахункова схема механічної підсистеми МЛП, є великою, істотно нелінійною і складною [3]. Крім того, за рідкісними винятками така система є багато-зв'язковою, а її рух відбувається в непередбачуваній зовнішній та внутрішній обстановці. У подібних випадках, як відомо [4], основними труднощами, що ускладнюють побудову рухів реальних технічних систем, є: велика кількість їхніх ступенів свободи (які підлягають керуванню),

кінцева жорсткість ланок кінематичних ланцюгів, а також вимога (у переважній більшості випадків) злитой, взаємопов'язаної реалізації фаз таких рухів у вигляді їх доцільних синергій.

Використання однорівневих регуляторів для побудови рухів описаного типу систем зазвичай веде до незадовільної якості рухів [5]. Виникаюча колізія може бути усунена при їхній ієрархічній побудові, що значно підвищує ефективність пов'язаної з цим переробки та використання великих масивів інформації [6], а тому – і результуючу якість керованого руху. Досягається це, у тому числі, за рахунок систематизації, структуризації, рівней градації, деталізації та конкретизації, а тому – повноти охоплення та використання згаданої інформації про стан системи на різних рівнях керування ним. Для кожного з таких рівнів стає характерною структурна та функціональна інформаційна селективність та диференціація, а тому – здатність до високоякісної реалізації обраного для нього кола функцій. Емерджентність такої системи проявляється ієрархічною синтетичністю функціонування рівнів побудови руху у його результуючій якості.

Результати аналізу задачі побудови руху МЛП свідчать, що основними чинниками, які впливають на його (руху) якість, є: властивості системи, які визначають її достатність (кінематичну і динамічну) до виконання такого руху; поточна внутрішня та зовнішня обстановка, в якій воно реалізується; особливості регулятора системи, насамперед – його алгоритму функціонування.

Виходячи з зазначеного, достатньою є трирівнева структура згаданого регулятора: на його низовому рівні – інтроконтролер, який реалізує необхідний набір патерн рухів МЛП, і навіть їх стійких синергій; на проміжному рівні – адаптер, що пристосовує рух до обстановки; на верхньому рівні – координатор, який вичерпно вирішує, у синтетичній взаємодії з блоками попередніх рівнів, рухову задачу поїзда. Функціональна глобальність цих блоків зростає в інверсному порядку: координатор є провідним, синтезувальним рівнем регулятора; адаптер – проміжним, узгоджувальним; інтроконтролер – фоновим, провайдерним.

Основною задачею інтроконтролера є «внутрішньосистемне» керування рухом, який створюється, що передбачає вихідну ініціацію його необхідних первинних компонентів, а також їхнє «внутрішнє» ув'язування. Це, своєю чергою, вимагає узгодженого функціонування виконавчих органів, налагодження їх синергій тощо. Необхідні відомості повинні оперативно надходити від внутрішніх сенсорів системи і складають першу з інформаційних макрогруп регулятора.

Згадане ж «внутрішньосистемне» керування рухом може будуватися, наприклад, виходячи з таких міркувань.

Якщо програмні співвідношення атрактора зображуючої точки системи повні, то з них, у явному вигляді, може бути отриманий закон

$$\eta^\lambda = \eta^\lambda(t) \quad \forall \lambda \in [\overline{1, L}], \quad (2)$$

де t – поточний час, що є конструктивним представленням руху, який має бажані властивості.

Для реалізації такого руху, як зазначалося, до МЛП, зокрема, можуть бути прикладені керуючі впливи $\prod_\lambda \quad \forall \lambda \in [\overline{1, L}]$. Оскільки у даному випадку йдеться про «внутрішньосистемне» керування корисним рухом МЛП, який синтезується на нижньому рівні ієрархії регулятора, то (для цього випадку) в рівняннях (1) слід прийняти $E_\lambda = 0 \quad \forall \lambda \in [\overline{1, L}]$ і, крім того, доповнити їх праві частини членами $\prod_{l\lambda} \quad \forall \lambda \in [\overline{1, L}]$, котрі є базовими компонентами величин $\prod_\lambda \quad \forall \lambda \in [\overline{1, L}]$, які реалізуються в «чистому» вигляді лише для синтезу вихідних патерн рухів. Після цього, із перетвореної вказаним способом моделі (1), можуть бути знайдені закони, згідно з якими повинні змінюватися керування цього нижнього рівня

$$\begin{aligned} \prod_{l\lambda}(t) = & c_{\lambda\mu}(t) \cdot \ddot{\eta}^\mu(t) + \\ & + [C_{\lambda,\mu\nu}(t) \cdot \dot{\eta}^\nu(t) + \beta_{\lambda\mu}(t)] \cdot \dot{\eta}^\mu(t) + + I_{\lambda\mu}(t) \cdot \eta^\mu(t) \\ & \forall \lambda, \mu, \nu \in [\overline{1, L}], \end{aligned} \quad (3)$$

щоб «внутрішньосистемний» (тобто ззовні незбудований) рух описувався необхідними рівностями (2).

Отже, розглянутий нижній рівень побудови руху (інтроконтролер) для найкращої відповідності своєму призначенню (крім широкого, точного та оперативного доступу до відомостей, що становлять першу макрогрупу інформаційного забезпечення регулятора) повинен мати якомога повніший набір законів типу (2) і (3), а також, безумовно, розвинений пошуковий модуль, що дозволяє ефективно здійснювати відображення виду

$$\begin{aligned} R: H \rightarrow P_l; H = \{ \eta^\lambda(\bullet) \quad \forall \lambda \in [\overline{1, L}] \}; \\ P_l = \{ \prod_{l\lambda}(\bullet) \quad \forall \lambda \in [\overline{1, L}] \}, \end{aligned} \quad (4)$$

де H, P_l – множини законів бажаних, ззовні

незбурених рухів системи, а також керувань нижнього рівня, необхідних для реалізації цих рухів;

R – оператор відображення, що діє з H у P_l . Тут і далі будь-яка функція з точкою на місці аргументу є сукупністю її (функції) значень при всіх допустимих значеннях такого аргументу.

Однією з доцільних форм організації зазначеного відображення може бути розміщення в пам'яті описуваного рівня регулятора словника «рух керування», виділення якого у вигляді окремого блоку дозволить спростити логічну структуру алгоритму, а також просто змінювати і нагостувати правила реагування в процесі обробки.

Синтезований рух системи відбувається в умовах обстановки, яка змінюється, у загальному випадку, непередбачувано. Тім не менше, цей рух повинен залишатися цілеспрямованим. Одним з найбільш ефективних способів подолання цього утруднення є корекція та координація компонентів згаданого руху, які реалізуються інтроконтролером. Це вимагає, у свою чергу, оперативного стеження за внутрішньою та зовнішньою обстановкою руху. Тому основним функціональним призначенням проміжного рівня побудови такого руху має стати надання йому властивості пристосовуваності до згаданої обстановки, що базується на результатах обробки другої інформаційної макрогрупи та вимагає, перш за все, класифікації цієї обстановки. Для рухової адаптації достатньою, очевидно, є класифікація обстановки за принципом дихотомії (у вигляді наступних один за одним рівнів класів), за якою має наслідувати її параметризація. Останнє означає, що кожному виділеному класу обстановки в однозначну відповідність повинні бути поставлені множини параметрів, які є суттєвими для руху, доступними для спостереження і такими, що однозначно ідентифікують такий клас обстановки. При вирішенні різних рухових задач класифікація (і, як наслідок, параметризація) однієї і тієї ж обстановки може суттєво відрізнитися.

При переході зовнішньої та (або) внутрішньої обстановки руху з класу до класу має прийматися рішення щодо стратегії адаптації цього руху, тобто способу формування керуючих впливів на нього з боку адаптаційного рівня регулятора (адаптера) у нових умовах. Як і ситуація, рішення мають бути параметризовані. Після цього повинні бути встановлені залежності типу

$$\alpha_d = \alpha_d(v_c, t), \quad (5)$$

де v_c, α_d – параметри обстановки та рішення.

Інакше кажучи, рішення мають відстежувати обстановку. Тоді поточна структура взаємодії функціональних модулів розглянутого рівня регулятора в процесі побудови руху може визначатися блоком класифікації обстановки в залежності від її класу, що реалізувався, і, в кожній конкретній ситуації, бути відображенням (взагалі кажучи, – неоднозначним) структури обстановки, наприклад, – згідно зі співвідношенням

$$\aleph : \Gamma \rightarrow S, \quad (6)$$

де Γ і S – множини класів обстановки та структур адаптера;

\aleph – оператор відображення, що діє з Γ в S .

Обстановка руху, як зазначалося, може змінюватися непередбачувано. Тому досить адекватні алгоритми синтезу необхідних законів $\Pi_{m\lambda}(t) \forall \lambda \in [1, L]$ можуть бути побудовані лише з використанням диференціально-ігрових методів [7], котрі концептуально гарантують якість адаптації, яка при цьому оцінюється значенням I інтеграційного (що багатокритеріально характеризує згадану якість адаптації) функціоналу Λ . Тоді зазначені закони можуть бути визначені з рівності типу

$$I = \inf_{P_m} \sup_W \Lambda \langle \Pi_{m\lambda}(t), E_\lambda(t) \rangle$$

$$P_m = \{ \Pi_{m\lambda}(\bullet) \}, W = \{ E_\lambda(\bullet) \}$$

$$\forall \lambda \in [1, L], t \in [t_s, \tau], \quad (7)$$

де P_m, W – множини керувань адаптаційного рівня побудови руху, а також його збурень;

Λ – прийнятий з метою оцінки функціонал;

$[t_s, \tau]$ – інтервал побудови руху МЛП.

Адаптаційний рівень регулятора (аналогічно до попереднього) може мати у своєму складі словник «обстановка керування». Для цього, крім блоку класифікації (упізнання) обстановки, який має багатий набір параметризованих очікуваних обстановок руху, на цьому рівні його побудови повинен бути пошуковий модуль, що ефективно реалізує відображення виду

$$N : \Gamma \rightarrow P_m, \quad (8)$$

де N – оператор відображення, що діє з Γ у P_m

Підсумком реалізації руху системи має бути вичерпне рішення задач, що перед ним стоять. Проте описані рівні побудови зазначеного руху (ні нарізно, ні в сукупності) не мають можливості таке рішення забезпечити. Це –

призначення верхнього рівня регулятора (координатора). Обробляючи інформацію третьої макрогрупи, і, отже, виходячи з глобальних цілей конструйованого руху, цей рівень його побудови повинен, передусім, визначати алгоритм досягнення таких цілей, тобто здійснювати відображення виду

$$Q: A \rightarrow \mathbb{E}, \quad (9)$$

де A, \mathbb{E} – множини цілей, що витікають з вирішуваних рухових задач, а також алгоритмів їх вирішення;

Q – оператор відображення (у загальному випадку – неоднозначний), що діє з A у \mathbb{E} .

Аналогічно відображенням (4) та (8), співвідношення (9) досить доцільно може реалізовуватися відповідним пошуковим модулем після розміщення в пам'яті координатного рівня регулятора словника «задача алгоритм».

Рухові задачі, які підлягають вирішенню (з їхньою деталізацією до переслідуваних цілей), повинні ставитися перед системою ззовні (наприклад, за допомогою модуля-задатчика) і коригуватися з урахуванням обстановки, що складається (яка оцінюється адаптером). Тому конкретизація, як елемента множини A , так і виду оператора Q кожного разу мають здійснюватися з урахуванням обох цих чинників. Алгоритми ж, які є елементами множини \mathbb{E} , в переважній більшості випадків можуть мати ланцюгову побудову в тому сенсі, що кожен з них може припускати послідовну реалізацію ряду більш-менш різноманітних патерн рухів, пов'язаних між собою сенсом рухової задачі і (в результаті цієї реалізації) закономірно ведучих до її вичерпного рішення. Тому, слідом за виявленням загального алгоритму такого рішення, має визначатися руховий склад задачі (тобто мінімально достатній набір згаданих патерн рухів), ініціюватися запити з їхньої реалізацію (під безпосереднім керуванням інтроконтролера у взаємодії з адаптером), а також здійснюватися ретельний контроль і коригування (наприклад, з допомогою алгоритму аркана[2]) цієї реалізації. В результаті здійснення цього блоку операцій синтезуються керування $\Pi_{ul}(t) \forall \lambda \in [\overline{1, L}]$. Таким чином, у будь-який момент як інформаційні потоки координатора (між ним, з одного боку, і адаптером, задатчиком, а також інтроконтролером – з іншого), так і фонові патерни рухів, що обслуговують його функціонування, повинні бути релевантні вирішуваним ними (у сукупності) задачі. У той же час, функціональна організація такого рішення завжди повинна передувати його руховій організації.

Отже, результуючий рух системи будується у процесі синтетичної взаємодії трьох описаних рівнів регулятора. Провідна роль у такій побудові завжди належить верхньому рівню, який, за допомогою синтезованих ним керувань $\Pi_{ul}(t) \forall \lambda \in [\overline{1, L}]$, координує роботу двох нижчих рівнів так, щоб згаданий результуючий рух завжди залишалося цілеспрямованим (тобто, вирішував поставлені перед ним задачі). Базис тієї ж побудови становлять патерни рухів, а також їхні стійкі синергії, які конструюються нижнім рівнем регулятора (з урахуванням «внутрішніх» особливостей системи керування) під впливом керувань $\Pi_{ll}(t) \forall \lambda \in [\overline{1, L}]$. Нарешті, адаптація руху до зовнішньої обстановки здійснюється під впливом керувань $\Pi_{ml}(t) \forall \lambda \in [\overline{1, L}]$, які синтезуються проміжним рівнем регулятора. Той самий рівень коригує рухові задачі, які підлягають вирішенню, виходячи з результатів оцінки обстановки.

Висновки

Запропоновано методикку ієрархічного побудування руху магнітолевітуючого поїзда. Основні переваги вказаної методики, по відношенню до традиційного шляху побудування, полягають у можливості точної, адекватної та евристичної декомпозиції задачі на ряд більш простих підзадач. Багато з цих підзадач, у значній частині, можуть бути вирішені заздалегідь, у стаціонарних умовах на стадії проектування регулятора. Завдяки цьому, за рахунок реалізації можливості більш точного вирішення згаданих підзадач, без використання складних алгоритмів керування рухом, суттєво підвищується його якість.

Література

- [1] Поляков В.А. Тензорное моделирование движения магнитолевитирующего поезда относительно пути / В.А. Поляков, Н.М. Хачапуридзе // Вестн. ХНТУ - 2007. № 2 (28). - С. 265 - 270.
- [2] Коренев Г.В. Очерки механики целенаправленного движения. / Г.В. Коренев - М.: Наука, 1980 - 192 с.
- [3] Дзензерский В.А. Динамика транспорта на сверхпроводящих магнитах: Методические рекомендации / В.А. Дзензерский, Н.А. Радченко - Днепропетровск: Арт-Прогресс, 2003. - 232 с.
- [4] Охоцимский Д.Е. Механика и управление движением автоматического шагающего аппарата / Д.Е. Охоцимский, Ю.Ф. Голубев - М.: Наука, 1984 - 312 с.

[5] Месарович М. Теория иерархических многоуровневых систем / М. Месарович, Д. Мако, И. Такахара - М.: Мир, 1973 - 332 с.

[6] Мангейм М.Л. Иерархические структуры / М.Л. Мангейм - М.: Мир, 1970 - 180 с.

[7] Красовский Н.Н. Управление динамической системой. Задача о минимуме гарантированного результата / Н.Н. Красовский - М., 1985 - 520 с.

Відомості про авторів

Владислав Поляков,
к.т.н, PhD., старший
науковий співробітник,
Інститут транспортних
систем та технологій
НАН України, Дніпро,
Україна, [ORCID ID:
0000-0002-4957-8028](https://orcid.org/0000-0002-4957-8028)



ПРОЄКТУВАННЯ ПЛАНЕТОХОДІВ З УРАХУВАННЯМ МАСШТАБІВ ПОДОБИ

Подригало М.А. [✉], Шеїн В.С. [✉], Рябушко І.А. [✉]

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

планетоходи, постановка на виробництво, випробування дослідних зразків, масштабне моделювання, масштаби подоби

Постановка на виробництво нової техніки передбачає проведення випробувань дослідних зразків. Результатом таких випробувань є визначення можливості подальшого запуску в серійне виробництво. Зазвичай, такі випробування проводять на натурних дослідних зразках, що впливає на вартість та швидкість постановки на виробництво. Ця проблема є надзвичайно гострою у форматі космічної галузі при розробці роботів та планетоходів для дослідження інших планет космічного простору. Тому актуальним вирішенням даної проблеми зі зменшення ресурсних витрат та скорочення термінів виробництва є випробування масштабних моделей нових зразків машин.

У запропонованому дослідженні розглянуто метод прогнозування динамічних характеристик вказаних машин під час руху планетою з відомими гравітаційними параметрами і урахуванням масштабного моделювання.

Вступ

Одним з основних етапів постановки нових машин на виробництво є проведення випробувань дослідних зразків для встановлення відповідності їх характеристик вимогам, що пред'являються до них у технічному завданні. Виробництво, підготовка та сам процес випробування натурних зразків призводить до збільшення матеріальних витрат та суттєво впливає на витрачений час. Вирішенням цієї проблеми є використання масштабного моделювання, що дозволяє прискорити процес дослідження нових машин і скоротити термін постановки їх на виробництво.

Прагнення людства до підкорення космічного простору, зокрема інших планет викликає необхідність у технічному забезпеченні технологічними системами міжпланетної розвідки. Основними такими елементами технологічних систем з'являються роботи та планетоходи. Однак на інших планетах існують різні за напруженістю (за показниками гравітації) поля тяжіння, що впливає на динамічні характеристики роботів та планетоходів.

Метою дослідження є вдосконалення методів проектування роботів і планетоходів шляхом застосування масштабного моделювання за рахунок урахування відмінностей гравітаційних параметрів Землі та планет, що досліджуються.

Для досягнення поставленої мети вирішено завдання визначення масштабних коефіцієнтів

за умови, що масштабний коефіцієнт прискорень не дорівнює одиниці.

У цій роботі запропоновано метод, що дозволяє за допомогою масштабного моделювання прогнозувати динамічні характеристики вказаних машин під час руху планетою з відомими гравітаційними параметрами.

Актуальність досліджень

Широкое використання знайшло масштабне моделювання при розробках морських та річкових засобів транспорту, гелікоптерів та літаків. Можливості застосування методів масштабного моделювання дозволяють на ранній стадії проектування уникнути серйозних помилок та своєчасно виправити їх, скоротивши час на постановку виробництва відповідних машин.

У роботах А.С. Курочкіна [1], П.Б. Прогнія [2], а також В.С. Колесникова та В.В. Персіанова [3] представлено застосування масштабного моделювання при дослідженні мобільних машин.

Авторами даної роботи визначено, що масштабний коефіцієнт прискорень m_g при моделюванні в умовах Землі завжди дорівнює одиниці. Це визначення базується на підставі того факту, що незалежно від масштабу моделювання воно відбувається під впливом діючого поля тяжіння на Землі. Відмінність може бути викликана лише тим, що моделювання буде здійснюватися для іншої планети, що має відмінне від Землі

прискорення вільного падіння.

Важливе значення при розробці роботів та планетоходів має моделювання руху мобільних об'єктів за умов, коли прискорення вільного падіння відрізняється від його показників за умов Землі.

Викладення основного матеріалу

Для забезпечення вірогідності результатів, отриманих за допомогою масштабних моделей, необхідно здійснювати коректний вибір масштабних коефіцієнтів. Першим й основним є масштабний коефіцієнт прискорень. Його величина визначається як відношення прискорення вільного падіння на Землі до прискорення вільного падіння на планеті, що цікавить

$$m_g = \frac{g_z}{g_{пл}}, \quad (1)$$

де g_z – прискорення вільного падіння в точці Землі, що розглядається;
 $g_{пл}$ – прискорення вільного падіння в

розглянутій точці планети, що цікавить.

Маса – це міра інертності тіла, скалярна величина. Тому сміємо припустити, що на будь-якій планеті її величина залишається постійною і масштабний коефіцієнт маси m_m можна прийняти рівним одиниці.

Також знаходимо масштаби подоби наступних величин:

- лінійний розмір (характерний);
- час;
- маса;
- швидкість;
- сила;
- потужність;
- робота (енергія);
- момент інерції.

У таблиці 1 наведено масштаби подоби механічних величин для випадку проектування роботів та планетоходів, призначених для дослідження інших планет.

Таблиця 1. Масштаби подоби для проектування роботів та планетоходів

№ п/п	Найменування механічної величини	Розмірність	Масштаб подоби	Формула для розрахунку масштабу подоби
1	Прискорення	$[g_z/g_{пл}] \text{ м/с}^2$	m_g	$g_z/g_{пл}$
2	Лінійний розмір (характерний)	$[L], \text{ м}$	m_L	1
3	Час	$[t], \text{ с}$	m_t	$m_g^{-1/2}$
4	Маса	$[m], \text{ кг}$	m_M	1
5	Швидкість	$[L \cdot t^{-1}], \text{ м/с}$	m_V	$m_g^{1/2}$
6	Сила	$[m \cdot L \cdot t^{-2}], \text{ Н}$	m_F	m_g^3
7	Потужність	$[F \cdot V], \text{ Вт}$	m_N	$m_g^{3/2}$
8	Робота (енергія)	$[N \cdot t], \text{ Дж}$	m_W	m_g^4
9	Момент інерції	$[m \cdot L^2], \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	m_I	m_g^5

Отримана система масштабних коефіцієнтів дозволяє при розробці роботів та планетоходів для дослідження інших планет прогнозувати їх динамічні характеристики, що дозволяє на ранній стадії виявляти можливі відмови та відхилення реальних результатів від очікуваних.

Висновки

1. Використання масштабного моделювання при створенні роботів та планетоходів для

дослідження інших планет дозволяє на ранній стадії проектування виявити можливі відмови та відхилення дійсних динамічних характеристик від очікуваних.

2. Пропонована система масштабних коефіцієнтів дозволяє визначити значення механічних величин за умов руху робота чи планетоходу, коли прискорення вільного падіння відрізняється від земних показників.

Література

[1] Курочкін О.С. Дослідження маневреності та стійкості автомобільного поїзда з довгобазним багатовісним напівпричепом: дис. канд. техн. наук. Київ, 1978. 161 с.

[2] Прогній П.Б. До аналізу стійкості автопоїзда у гальмівному режимі. Вісник національного транспортного університету. 2013. Випуск 27. С. 299-305.

[3] Колесніков В.С., Персіанов В.В. До питання вибору масштабів подоби для дослідження стійкості автомобіля при гальмуванні на моделях. Двигуни й автомобілі. Праці Волгоградського політехнічного інституту. Волгоград, 1970. С. 196 – 202.

Відомості про автора

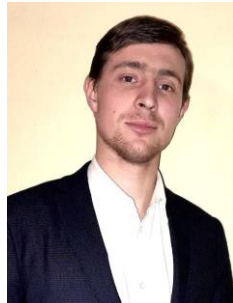
Михайло Подригало, д.т.н., професор, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1624-5219](https://orcid.org/0000-0002-1624-5219).



Віталій Шеїн, к.т.н., доцент, доцент кафедри технології машинобудування та ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-9282-0190](https://orcid.org/0000-0002-9282-0190).



Іван Рябушко, магістрант кафедри технології машинобудування та ремонту машин, факультету транспортних систем, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0009-0007-2492-6886](https://orcid.org/0009-0007-2492-6886).



СЕКЦІЯ 4

ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ТА ОСОБЛИВОСТІ

ПРОЕКТУВАННЯ І ВИРОБНИЦТВА

ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО

ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ,

ЙОГО ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

КАМЕРА ЗГОРЯННЯ З ПЛІВКОВО-КЛАПАННИМ СУМІШОУТВОРЕННЯМ

Самарін О.Є. 

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

камера згоряння, випускний клапан, поршень, плівково-клапанний спосіб сумішоутворення

При модернізації поставлено задачу створити таку камеру згоряння, у якій випускний клапан зменшує опір руху випускних газів і використовується для інтенсифікації випаровування палива. Поставлена задача вирішується тим, що тарілка випускного клапана має порожнисту краплеподібну форму, торцева частина якої виконана у вигляді сфери, а порожнина головки поршня виконана у вигляді напівсфери, радіус якої більше радіуса сфери торцевої частини тарілки випускного клапана, при чому у верхній мертвій точці торцева частина тарілки випускного клапана займає порожнину головки поршня. При цьому використовується плівково-клапанний спосіб сумішоутворення, який характеризується тим, що паливо з різних сторін впорскується на торцеву сферичну частину тарілки випускного клапана, який знаходиться у закритому положенні, і при русі поршня у верхню мертву точку заходить у порожнину головки поршня.

Вступ

Відомо камеру згоряння, що утворюється головою поршня, в якій є порожнина, циліндровою втулкою і кришкою циліндра, в якій розташовано випускний клапан [1, 2].

В такій камері згоряння застосовується об'ємний спосіб сумішоутворення, при якому паливо впорскується безпосередньо в об'єм камери згоряння.

Недоліками такої камери згоряння і способу сумішоутворення є: необхідність забезпечення високого значення коефіцієнта надлишку повітря для досягнення повного згорання палива; підвищені вимоги до якості паливної апаратури; неможливість забезпечення досконалого сумішоутворення в дизелях з невеликими розмірами циліндра, так як при мінімально допустимому з точки зору безвідмовності роботи діаметрі сопел довжина факела для дизелів з невеликими розмірами циліндра виявляється надмірно великою. Попадання крапель палива на стінки циліндра призводить до утворення нагару, зниження надійності і економічності дизеля.

Для рівномірного розподілу палива по всьому об'єму камери згоряння його впорскують через

багатодирчасті розпилювачі форсунок. Якість сумішоутворення при цьому істотно залежить від наявності організованого вихору потоків заряду в камері згоряння.

Крім того, наявність плоскої поверхні випускного клапана збільшує опір руху випускних газів, що погіршує умови очищення циліндра від них.

Актуальність досліджень

В існуючій конструкції камери згоряння паливо впорскується через багатодирчасту форсунку в центрі кришки циліндра на кромку порожнини поршня, яка інтенсивно охолоджується при охолодженні поршня. При цьому температура головки поршня знижується, що призводить до зменшення інтенсивності випаровування палива з її поверхні [1, 2].

Крім того, наявність плоскої поверхні випускного клапана збільшує опір руху випускних газів, що погіршує умови очищення циліндра від них.

Таким чином, покращити процесу сумішоутворення і зниження опору випускного клапана є актуальним завданням.

Викладення основного матеріалу

З метою зменшення вказаних недоліків пропонується створити таку камеру згоряння, у якій випускний клапан зменшує опір руху випускних газів і використовується для інтенсифікації випаровування палива.

Поставлена задача вирішується тим, що тарілка випускного клапана має порожнисту краплеподібну форму, торцева частина якої виконана у вигляді сфери, а порожнина головки поршня виконана у вигляді напівсфери, радіус якої більше радіуса сфери торцевої частини тарілки випускного клапана, при чому у верхній мертвій точці торцева частина тарілки випускного клапана займає порожнину головки поршня [3, 4].

При цьому використовується плівково – клапанний спосіб сумішоутворення, який характеризується тим, що паливо з різних сторін впорскується на торцеву сферичну частину тарілки випускного клапана, який знаходиться у закритому положенні, і при русі поршня у верхню мертву точку заходить у порожнину головки поршня.

Застосування тарілки випускного клапана порожнистої краплеподібної форми, торцева частина якої виконана у вигляді сфери зменшує опір при проходженні випускних газів, а також масу клапана і інерційні навантаження на газорозподільний механізм.

Виконання порожнини головки поршня у вигляді напівсфери, радіус якої більше радіуса сфери торцевої частини тарілки випускного клапана забезпечує входження сферичної торцевої частини клапана у цю порожнину при знаходженні поршня у верхній мертвій точці.

Впорскується палива з різних сторін на торцеву сферичну частину тарілки випускного клапана, який знаходиться у закритому положенні, забезпечує інтенсивне випаровування палива з нагрітої головки клапана і переміщування з повітрям.

Заходження торцевої сферичної частини тарілки випускного клапана у порожнину головки поршня при русі поршня у верхню мертву точку забезпечує витискання паливо-повітряної суміші і утворенню вихору, що забезпечує інтенсивне утворення горючої суміші.

На рис.1 а) показано впорскування палива з різних сторін на торцеву сферичну частину тарілки випускного клапана, який знаходиться у закритому положенні.

На рис.1 б) показано витискання паливо-повітряної суміші з порожнини головки поршня і утворенню вихору.

На рис.1 в) показано вихід випускних газів з камери згоряння.

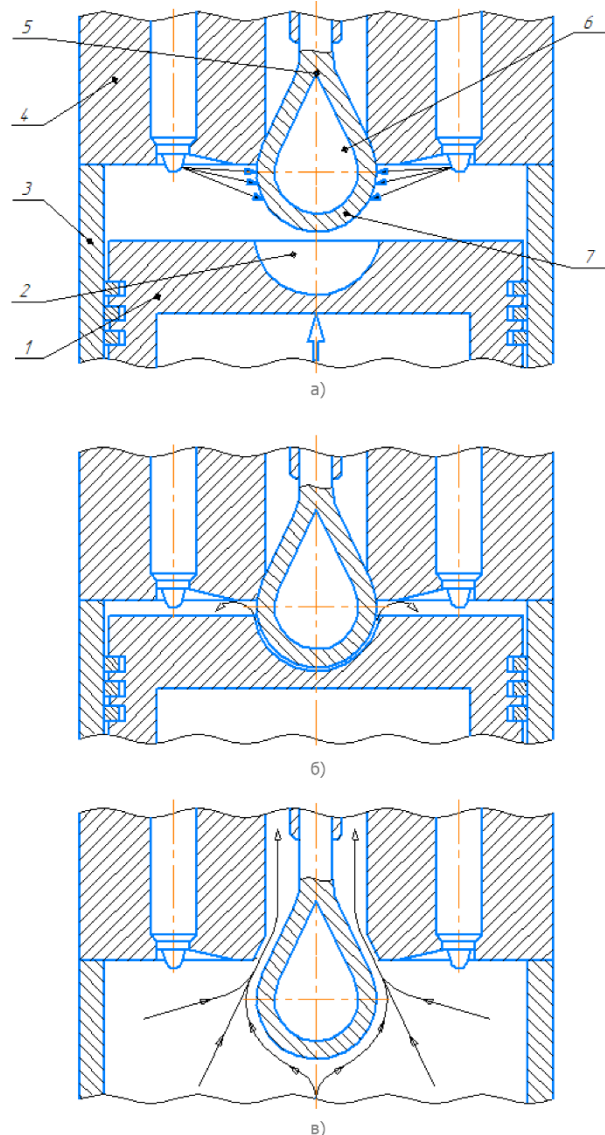


Рисунок 1. Камера згоряння з плівково – клапанним сумішоутворенням: 1 – головка поршня; 2 – порожнина; 3 – циліндрова втулка; 4 – кришка циліндра; 5 – випускний клапан; 6 – тарілка випускного клапана; 7 – торцева частина тарілки

Камера згоряння утворюється головкою поршня 1, в якій є порожнина 2, циліндровою втулкою 3 і кришкою циліндра 4, в якій розташовано випускний клапан 5 з тарілкою 6, торцева частина 7 якої направлена в сторону головки поршня 1. Тарілка 6 випускного клапана 5 має порожнисту краплеподібну форму, торцева частина 7 якої виконана у вигляді сфери, а порожнина 2 головки поршня 1 виконана у вигляді напівсфери, радіус якої більше радіуса сфери торцевої частини тарілки 6 випускного клапана 5, при чому у верхній мертвій точці торцева частина 7 тарілки 6 випускного клапана 5 займає порожнину 2 головки поршня 1 [3, 4].

Плівково–клапанний спосіб сумішоутворення, характеризується тим, що паливо з різних сторін впорскується на торцеву 7 сферичну частину тарілки 6 випускного клапана 5, який знаходиться у закритому положенні, і при русі поршня у верхню мертву точку заходить у порожнину 2 головки поршня 1.

Застосування корисної моделі дозволяє збільшити інтенсивність випаровування палива у камері згоряння і покращити процес сумішоутворення, а також зменшити опір при виході випускних газів через випускний клапан.

Камера згоряння і плівково – клапанний спосіб сумішоутворення застосовуються наступним чином.

При закритому випускному клапані 5 паливо з різних сторін впорскується на нагріту торцеву 7 сферичну частину тарілки 6 випускного клапана 5 і інтенсивно випаровується, змішуючись з повітрям, яке знаходиться у камері згоряння.

При русі поршня у верхню мертву точку торцева 7 сферична частина тарілки 6 випускного клапана 5 заходить у порожнину 2 головки поршня 1 і витискає паливо-повітряну суміш у камеру згоряння, утворюючи вихор, що прискорює перемішування палива з повітрям і утворення горючої суміші.

При відкритому випускному клапані 5 відпрацьовані гази обтікають краплеподібну тарілку 6 і виходять назовні [3, 4].

Застосування краплеподібної форми тарілки клапана дозволяє зменшити турбулентність випускних газів при проходженні випускного клапана, що дозволяє підвищити ефективність продування циліндрів.

Висновки

Запропонована модернізація дозволяє підвищити ефективність використання дизельного двигуна і збільшити його потужність за рахунок удосконалення очищення циліндрів від випускних газів.

Модернізація може бути виконана в умовах виробника двигуна, а встановлена силами машинної команди при виконанні ремонтно-профілактичних робіт на судні.

Запропоноване технічне рішення є універсальним і може бути застосоване на суднах з дизельними крейцкопфними двигунами різної потужності, що мають прямоточно-клапанну систему газорозподілення.

Застосування модернізованої камери згоряння з плівково-клапанним сумішоутворенням дозволяє збільшити інтенсивність випаровування палива у камері згоряння і покращити

процес сумішоутворення, а також зменшити опір при виході випускних газів через випускний клапан.

Література

[1] Возніцький І.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1: М. Моркнига, 2007. - 284 с.

[2] Возніцький І.В. Современные двухтактные малооборотные двигатели. СПб.: Моркнига, 2006.

[3] Возніцький І.В. MAN B&W Двигатели модельного ряда МС 50-98. Конструкция, эксплуатация и техническое обслуживание. Моркнига, 2008. – 263с.

[4] Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. 2-е изд., перераб. и доп. М: Транспорт, 1990-368с.

Відомості про авторів

Олександр Самарін, к.т.н., доцент, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, м. Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-2690-7298](https://orcid.org/0000-0002-2690-7298).



ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМИ СТВОРЕННЯ СИСТЕМИ ДОПОМОГИ ВОДІЮ НА БАЗІ АДАПТИВНОГО КРУЇЗ-КОНТРОЛЯ

Смирнов О.П. [✉], Борисенко А.О.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

асистент водія, безпека руху, інтелектуальний транспортний засіб, лідар, штучна нейронна мережа.

Мета дослідження – удосконалення систем допомоги водія транспортних засобів, визначення перспективних напрямків розвитку адаптивного круїз-контроля. Методи дослідження – методи наукового аналізу та синтезу системи допомоги водія на базі адаптивного круїз-контроля транспортних засобів. Дослідження присвячено актуальній тематиці, що дозволяє провести аналітичне дослідження систем допомоги водія на базі адаптивного круїз-контроля транспортних засобів, визначити перспективні напрями створення адаптивного круїз-контроля. Основні результати дослідження полягають в удосконаленні адаптивного круїз-контроля за рахунок впровадження лідарів, а для ідентифікація об'єктів у зовнішньому середовищі та обробки інформації з датчиків запропоновано використовувати штучні нейронні мережі. Такий підхід дозволить створити не тільки інтелектуальні транспортні засоби, але сформувати інтелектуальне транспортне середовище в цілому.

Вступ

Згідно зі статистикою більшість всіх дорожньо-транспортних пригод припадають на частку старих автомобілів, які мають нерозвинуту систему активної безпеки. Саме тому виробники транспортних засобів приділяють багато уваги його активній безпеці, тому що від безпеки окремо взятого автомобіля залежить і загальна безпека руху на дорогах.

Конструкторам необхідно передбачати весь спектр потенційно небезпечних ситуацій, в які теоретично може потрапити автомобіль, а залежать вони від безлічі різних факторів. Для достовірної ідентифікації перешкод раціонально застосовувати штучні нейронні мережі.

Система адаптивного круїз-контроля АСС (Adaptive Cruise Control) здатна автоматично регулювати як швидкість руху автомобіля, так і відстань до транспортного засобу, що їде попереду. У такий спосіб знижується навантаження на водія, керування стає зручнішим і безпечнішим.

Удосконалення систем допомоги водію на базі адаптивного круїз-контроля є дуже актуальною задачею, а застосування нових датчиків,

наприклад, лідарів (LIDAR, Light Identification, Detection and Ranging) підвищить рівень отримання та обробки інформації про віддалені об'єкти.

Актуальність досліджень

Система адаптивного круїз-контроля, як правило, використовує радар, який працює в міліметровому діапазоні й установлений за передньою радіаторною решіткою. Він вимірює відстань до автомобіля, який їде попереду, а за допомогою датчиків прямолінійної й кутової швидкості руху визначає параметри руху автомобіля.

В теперішній час в сучасних транспортних засобах використовується електронна система допомоги водію (ADAS) (Advanced driver-assistance systems), що допомагає водію керувати автомобілем і паркуванням [1]. Завдяки безпечному людино-машинному інтерфейсу ADAS сприяє безпеці транспортних засобів і дорожнього руху.

В сучасних умовах перспективним є створення інтелектуальних транспортних засобів, які працюють сумісно з іншими учасниками дорожнього руху та транспортною системою в цілому. Це дозволить підвищити безпеку руху,

ефективність транспортного потоку. Такі задачі можуть бути вирішені за рахунок застосування нових датчиків та використання у системах розпізнавання штучних нейронних мереж.

Використання лідарів

Удосконалення адаптивного круїз-контроля можна провести за рахунок впровадження лідарів. Принцип дії лідарів практично не відрізняється від роботи радарного датчика. Випромінювач відправляє в сторону об'єкта промінь, він відбивається від об'єкта, повертається до джерела та уловлюється фотодетектором. Відстань розраховується за даними швидкості світла, за яке пройдено відстань до об'єкта, та часу світлового імпульсу. Схема роботи лідарів наведена на рисунку 1, а у таблиці 1 зведена залежність часу відгуку від відстані до об'єкта [2].

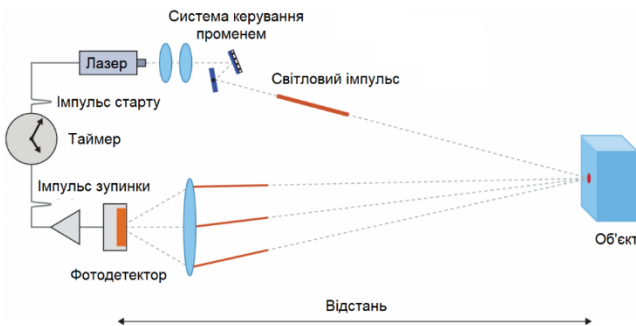


Рисунок 1. Схема роботи лідарів

Таблиця 1. Залежність часу відгуку від відстані до об'єкта

Відстань до об'єкта, м	1	10	100	1 000	10 000
Час відгуку, мкс	0,0067	0,067	0,67	6,7	67

Лідари, в порівнянні з радарами, видають більш деталізовану картинку того, що відбувається навколо, точніше визначають відстань до об'єктів та їх швидкість. Мають високу дальність та швидкодію. Вони також відмінно функціонують при хмарній погоді і в нічний час доби. Лідари в системах машинного зору формують двовимірну або тривимірну картину навколишнього простору

Лідар повинен розміщуватися в найвищій точці на даху, щоб мати краще коло огляду. Використання лідарів для автомобілів відкриває широкі перспективи для впровадження автономного водіння.

Використання штучної нейронної мережі

Основними проблемами використання відеокамер, радарів, лазерів або лідарів є ідентифікація об'єктів у зовнішньому середовищі.

Проблема вирішується шляхом побудови інтелектуальних транспортних систем та технологій, які визначаються як системна інтеграція сучасних інформаційних та комунікаційних технологій і засобів автоматизації з транспортної інфраструктурою, транспортними засобами та користувачами, яка спрямована на підвищення ефективності експлуатації транспортного процесу, безпеки та комфортності для водіїв та користувачів транспорту.

Для оптимального пересування транспортного засобу з системою автоматичного керування в залежності від дорожньо-транспортних умов доцільно застосовувати штучні нейронні мережі. Тому в даний час актуальним є розробка інтелектуальних транспортних систем для управління транспортним засобом і транспортною системою в цілому. Окремим випадком інтелектуальної системи є адаптивний круїз-контроль, на прикладі якого розглянемо принцип застосування штучних нейронних мереж.

Адаптивний круїз-контроль автоматично підтримує задану швидкість без участі водія і знижує швидкість в разі появи перешкоди на шляху транспортного засобу. При уповільненні попереднього транспортного засобу або при визначенні перешкоди система керування адаптивного круїз-контроля для запобігання зіткнення видає відповідну інформацію бортовому комп'ютеру транспортного засобу для підходящого управління двигуном, гальмівної системою або системою рульового управління для забезпечення надійного маневрування.

Вважаю, що для обробки інформації з датчиків перспективне застосовувати штучні нейронні мережі, тому що вони можуть охоплювати як окремий автомобіль, так і транспортну систему в цілому. Нейронні мережі, засновані на аналогії з принципами руху біологічних об'єктів, зокрема, з пересуванням сарани, бджіл, риб, птахів, являють собою ефективний механізм для прогнозування зіткнень.

Принципи переміщення косяка риб або зграї птахів підпорядковане таким же правилам, які можна застосувати для руху транспортних засобів в щільному транспортному потоці:

- не стикатися з іншими особинами (транспортними засобами);
- зберігати певну дистанцію між особинами (транспортними засобами) залежно від швидкості руху;
- переміщатися в одному напрямку з максимально можливою швидкістю руху;
- дотримуватись правила життєдіяльності (дотримуватись правил дорожнього руху).

Дійсно, біологічні об'єкти переміщуються на дуже маленьких відстанях один від одного на високих швидкостях і при цьому не стикаються один з одним. Тому, якщо автомобілі зможуть рухатися по такому ж біологічному алгоритму, то пропускна здатність транспортної системи зросте в кілька разів, і повністю виключить проблему заторів.

Відомо [3], що зграя сарани здатна визначити рухомий назустріч об'єкт, ґрунтуючись на даних двох типів нейронів, таких як нейрони детекторів рухів великих об'єктів (lobula giant movement detector LGMD) і нейронів детекторів рухів в протилежних напрямках (descending contralateral movement detector DCMD). Реакція відгуку цих нейронів на рухомий об'єкт, полягає в подачі серії імпульсів, частота яких збільшується в міру наближення об'єкта і є максимальною для об'єкта, що рухається в напрямку зіткнення.

Дослідження, проведені в роботі [4], показали високу надійність біотехнологічних візуальних систем для прогнозування зіткнень під час критичного руху роботів. Аналіз візуальних спостережень в процесі спрямованого руху і навчання нейронів LGMD методами генетичних алгоритмів дозволяють не тільки моделювати основні деталі моменту зіткнення в потоці автомобілів, а, отже, і виробляти ефективні механізми, як уникнути таких зіткнень, а й робити ці методи зручними для організації паралельних обчислень.

При використанні такого біологічного підходу штучна нейронна мережа для моделювання потоку транспортних засобів і передбачення зіткнень складається з декількох елементарних нейронів-детекторів руху, які моделюють рух у певному напрямку, на додаток нейрон типу LGMD застосовується для фільтрації одержуваних вхідних відеосигналів. При цьому нейрон LGMD має тришарову структуру і містить вхідний Р шар, що імітує показання фоторецепторів, збуджений І шар і гальмуючий S шар (рисунок 2). Як метод навчання мережі вибираємо метод конкурентного навчання. Схема роботи і навчання нейронної мережі на основі нейронів LGMD виглядає наступним чином. Вихідні сигнали з шару рецепторів переходять на збуджений І шар або гальмуючий S шар нейронів, при цьому гальмування від пікселя з координатами (x, y) поширюється тільки на найближчих сусідів [5].

Включення сигналу-імпульсу про загрозу зіткнення досягається при перевищенні деякого граничного значення мембранного потенціалу. Це порогове значення зазвичай вибирається методом адаптації між початковим заданим значенням і значенням потенціалу на кожній

ітерації. Якщо мембранний потенціал перевищує порогове значення формується імпульс, який передається в систему керування транспортного засобу.

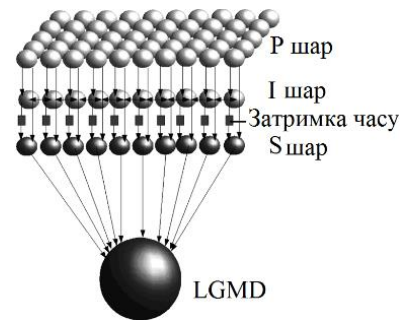


Рисунок 2. Структура нейрона типу LGMD

Програмування нейронних мереж такого рівня може бути вбудовано в сучасні бортові комп'ютери, що працюють на нейронних процесорах, наприклад, таких як Full Self-Driving Chip (FSD Chip, що створені Tesla для автономного водіння [6].

Наступним кроком застосування такого біологічного підходу є керування не окремим транспортним засобом, а транспортним потоком в цілому, в якому всі автомобілі обладнані подібною системою безпеки, створеної на базі штучної нейронної мережі. Це комплексно підвищить ефективність експлуатації транспортних засобів, та об'єднає різні інтелектуальні транспортні засоби в єдиний інтелектуальний простір транспортного середовища.

Висновки

Таким чином, для побудови адаптивного круїз-контроля транспортних засобів доцільно застосовувати лідар тому, що він надає надзвичайно високу точність та деталізацію, недосяжну в інших технологіях.

Для обробки інформації раціонально застосовувати нейронні мережі, що засновані на аналогії з принципами руху біологічних об'єктів. Одним з методів підвищення безпеки руху є вбудування в бортовий комп'ютер програм, які здатні прогнозувати аварійно-небезпечні ситуації в процесі руху і передавати сигнал в систему керування транспортним засобом при наближенні до об'єкту зіткнення. Тому нейронні мережі LGMD можна успішно використовувати для прогнозування зіткнень в транспортному потоці в реальних ситуаціях.

Такі рішення дозволять підвищити безпеку руху транспортних засобів та будуть корисними при формуванні інтелектуальної транспортної інфраструктури та при впровадженні системи автономного водіння.

Література

[1] Advanced driver assistance systems URL: <https://road-safety.transport.ec.europa.eu/system/files/2021-07/ersosynthesis2018-adas.pdf> (дата звернення: 12.02.2023).

[2] Lidar types. URL: <https://desktop.arcgis.com/en/arcmap/latest/manage-data/las-dataset/types-of-lidar.htm> (дата звернення: 09.02.2023).

[3] Tarquin P. Stott, Erik G. N. Olson, Rachel H. Parkinson, John R. Gray Three-dimensional shape and velocity changes affect responses of a locust visual interneuron to approaching objects. *J Exp Biol* (2018) 221 (24): jeb191320. doi.org/10.1242/jeb.191320

[4] Qinbing Fu, Xuelong Sun, Tian Liu, Cheng Hu, Shigang Yue. Robustness of Bio-Inspired Visual Systems for Collision Prediction in Critical Robot Traffic. *Frontiers in Robotics and AI. Sec. Smart Sensor Networks and Autonomy. Volume 8 – 2021.* doi.org/10.3389/frobt.2021.529872

[5] Смирнов О.П. Применение искусственного интеллекта в транспортных системах / О.П. Смирнов, А.А. Тропина // [Автомобіль і електроніка. Сучасні технології](#): електронне наукове спеціалізоване видання. – 2013. – № 5. – С. 34–37.

[6] Tesla Theory Of Operation. URL: <http://www.fixyourtesla.com> (дата звернення: 09.02.2023).

Відомості про авторів

Олег Смирнов, доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-4881-9042](#).



Анна Борисенко, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-5992-8274](#).



ГАЗОТУРБІННИЙ НАДДУВ ДВОТАКТНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Самарін О.Є. 

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

газотурбінний наддув, компресор випускних газів, газова турбіна

При модернізації поставлено задачу створити такий газотурбінний наддув двотактного дизеля, у якому підвищення інтенсифікації та повноти очищення циліндра від випускних газів відбувається за рахунок збільшення перепаду тиску між продувними вікнами та випускним клапаном. Це досягається тим, що у газотурбінному наддуві двотактного дизеля, що складається з циліндра, у нижній частині якого виконано продувні вікна, у верхній частині розташовано випускний клапан, а у середині знаходиться поршень, повітряного трубопроводу, охолоджувача повітря, ресивера наддувного повітря, газоходу і випускного колектора, а також компресора чистого повітря і газової турбіни, жорстко закріплених на валу, згідно корисної моделі на валу жорстко закріплено компресор випускних газів, до якого від циліндра підходить газохід. Компресор випускних газів закріплено на стороні газової турбіни.

Вступ

Відомо газотурбінний наддув двотактного дизеля, що складається з циліндра, у нижній частині якого виконано продувні вікна, у верхній частині розташовано випускний клапан, а у середині знаходиться поршень, повітряного трубопроводу, охолоджувача повітря, ресивера наддувного повітря, газоходу і випускного колектора, а також компресора чистого повітря і газової турбіни, жорстко закріплених на валу [1, 2].

Недоліком вказаного газотурбінного наддуву двотактного дизеля є недостатня повнота очищення циліндра від випускних газів. У результаті цього на кінець процесу продувки у циліндрі залишається значна частка відпрацьованих випускних газів, які займають певний об'єм циліндра і перешкоджають надходженню свіжого заряду повітря.

Зменшення у циліндрі частки свіжого заряду повітря призводить до меншої циклової подачі палива, у результаті чого зменшується потужність дизеля.

Актуальність досліджень

В існуючій конструкції газотурбокомпресора виконано одноступінчастий, що не дозволяє

повністю реалізувати потенціал випускних газів, які виходять в атмосферу. Двоступінчастий привід забезпечує максимальне використання енергетичного потенціалу газів.

Таким чином, покращити процесу наддуву є актуальним завданням

Викладення основного матеріалу

З метою зменшення вказаних недоліків пропонується створити такий газотурбінний наддув двотактного дизеля, у якому підвищення інтенсифікації та повноти очищення циліндра від випускних газів відбувається за рахунок збільшення перепаду тиску між продувними вікнами та випускним клапаном [1, 2].

Для забезпечення рішення поставленої задачі у газотурбінному наддуві двотактного дизеля, що складається з циліндра, у нижній частині якого виконано продувні вікна, у верхній частині розташовано випускний клапан, а у середині знаходиться поршень, повітряного трубопроводу, охолоджувача повітря, ресивера наддувного повітря, газоходу і випускного колектора, а також компресора чистого повітря і газової турбіни, жорстко закріплених на валу, згідно запропонованому рішенню на валу жорстко закріплено компресор випускних газів, до якого від циліндра підходить газохід [3, 4, 5].

Компресор випускних газів закріплено на стороні газової турбіни.

Жорстке закріплення на валу компресора випускних газів, до якого від циліндра підходить газохід, дозволяє забезпечити інтенсивне витягування випускних газів з циліндра дизеля при черговому відкритті випускного клапана за рахунок створення підвищеного перепаду тиску між продувними вікнами та випускним клапаном.

Закріплення компресора випускних газів на стороні газової турбіни забезпечує вільне потрапляння чистого повітря у компресор чистого повітря.

На рис.1 показано газотурбінний наддув двотактного дизеля [5].

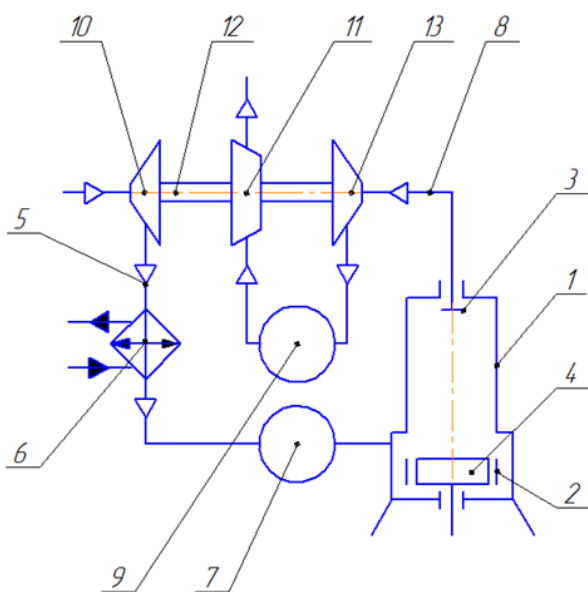


Рисунок 1. Газотурбінний наддув двотактного дизельного двигуна: 1 – циліндр; 2 – продувні вікна; 3 – випускний клапан; 4 – поршень; 5 – повітряний трубопровід; 6 – охолоджувач повітря; 7 – ресивер наддувного повітря; 8 – газохід; 9 – випускний колектор; 10 – компресор чистого повітря; 11 – газова турбіна; 12 – вал; 13 – компресор випускних газів

Газотурбінний наддув двотактного дизеля складається з циліндра 1, у нижній частині якого виконано продувні вікна 2, у верхній частині розташовано випускний клапан 3, а у середині знаходиться поршень 4, повітряного трубопроводу 5, охолоджувача повітря 6, ресивера наддувного повітря 7, газоходу 8 і випускного колектора 9, а також компресора чистого повітря 10 і газової турбіни 11, жорстко закріплених на валу 12. На валу 12 жорстко закріплено компресор випускних газів 13, до якого від циліндра 1 підходить газохід 8.

Компресор випускних газів 13 закріплено на стороні газової турбіни 11.

Газотурбінний наддув двотактного дизеля працює наступним чином.

При запуску дизеля випускні гази через відкритий випускний клапан 3, газохід 8 і компресор випускних газів 13 поступають у випускний колектор 9, у якому вони накопичуються, що спричиняє підвищення тиску. [5].

З випускного колектора 9 гази під тиском поступають у газову турбіну 11, яка починає обертатись. Крутний момент через вал 12 передається на компресор випускних газів 13 і компресор чистого повітря 10, які теж починають синхронно обертатись.

Після досягнення робочої частоти обертання компресор випускних газів 13 при черговому відкритті випускного клапана 3 з силою витягує випускні гази з циліндра 1 і під тиском подає їх у випускний колектор 9, звідки вони під тиском поступають у газову турбіну 11 та розкручують її.

При цьому компресор чистого повітря 10 усмоктує чисте повітря і по повітряному трубопроводу 5 через охолоджувач 6 подає його у ресивер наддувного повітря 7. Після відкриття поршнем 4 продувних вікон 2 у циліндр 1, який вже частково звільнено від вихлопних газів, під тиском поступає чисте повітря [5].

У період одночасного відкриття випускного клапана 3 та продувних вікон 2 відбувається інтенсивне очищення циліндра 1 від вихлопних газів та наповнення його чистим повітрям під дією компресора чистого повітря 10 та компресора вихлопних газів 13.

Висновки

Запропонована модернізація дозволяє підвищити ефективність наддуву дизельного двигуна і очищення циліндрів від випускних газів.

Модернізація може бути виконана в умовах виробника двигуна, а встановлена силами машинної команди при виконанні ремонтно-профілактичних робіт на судні.

Запропоноване технічне рішення є універсальним і може бути застосоване на судах з двотактними дизельними двигунами різної потужності.

Забезпечується підвищений перепад тиску між продувними вікнами та випускним клапаном, що дозволяє покращити повноту очищення циліндра від вихлопних газів, збільшити його наповнюваність чистим повітрям та підвищити потужність дизеля.

Література

[1] Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1: М. Моркнига, 2007. - 284 с.

[2] Возницкий И.В. Современные двухтактные малооборотные двигатели. СПб.: Моркнига, 2006.

[3] Возницкий И.В. MAN B&W Двигатели модельного ряда МС 50-98. Конструкция, эксплуатация и техническое обслуживание. Моркнига, 2008. – 263с.

[4] Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. Учебник для высш. учебн. заведений. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1990. – 368с. – прототип.

[5] Пат. 114944 Україна, МПК F02С 3/04. Газотурбінний наддув двотактного дизеля / Самарін О.Є.; заявник і патентовласник Херсонська державна морська академія – № u2016 10453; заявл. 27.03.17; опубл. 27.03.17, Бюл. №6.

Відомості про авторів

Олександр Самарін, к.т.н., доцент, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, м. Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-2690-7298](https://orcid.org/0000-0002-2690-7298).



СИСТЕМА ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БОРТОВОГО ОБЛАДНАННЯ АВТОНОМНОГО ВАНТАЖНОГО САМОХІДНОГО ПІДВОДНОГО НОСІЯ

Войтасик А.М. 

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

енергоживлення, акумулятор, транспортування.

Автономні самохідні підводні апарати застосовують при виконанні багатьох підводно-технічних робіт. Транспортування та установка вантажів на морському дні визначені одними з найбільш перспективних та технологічно складних. Для більшої ефективності їх реалізації запропоновано застосовувати автономні вантажні самохідні підводні носії. Метою даного дослідження є аналіз можливих варіантів проектування системи енергозабезпечення бортового обладнання автономного самохідного підводного носія під певні технічні вимоги. З цією метою застосовуються методи математичного і комп'ютерного моделювання для створення досліджуваних моделей, планування та обробки отриманих даних. В роботі представлено декілька варіантів реалізації системи енергозабезпечення серед яких визначено найбільш оптимальний варіант, що передбачає використання існуючих акумуляторних батарей зі схожими технічними параметрами.

Вступ

Використання сучасних засобів підводної робототехніки є магістральним шляхом захисту держави з морського напрямку. Провідні морські країни світу приділяють велику увагу створенню такої техніки взагалі і, зокрема, створенню автономних підводних апаратів різного призначення – розвідувальних, аварійно-рятувальних, ударних. Актуальність цього напрямку для України обумовлена створенням нових радіогідроакустичних та інших приладів оборонного призначення у вигляді великогабаритного обладнання, яке планується застосовувати на акваторіях держави.

Одним з актуальних завдань для автономних вантажних самохідних підводних носіїв (АВСПН) оборонного призначення є прихована доставка та установка на морському дні такого обладнання для висвітлення морської обстановки у територіальних водах України. Серед останніх вітчизняних розробок на цей час велику ефективність мають гідроакустичні станції українського виробництва «Тронка», «Олімп-ЗК» та інші. Принцип їх роботи дає змогу залучати вказані прилади в якості головної компоненти при створенні системи інформаційного забезпечення протичовнових, протидиверсійних та антитерористичних морських оборонних операцій.

Розгортання такої системи інформаційного забезпечення для захисту держави від загроз з морського напрямку доцільно виконувати за допомогою АВСПН спеціальної конструкції, які здатні у прихованому режимі виконувати транспортування вказаного обладнання як корисного вантажу у задану точку акваторії, автоматичну установку його на морське дно та повернення корисного вантажу на судно-забезпечення після завершення морської оборонної операції.

Актуальність досліджень

Від правильності прийняття технічних рішень при проектуванні системи енергозабезпечення бортових споживачів (СЕБС) АВСПН залежатиме ефективність його роботи загалом [1, 2]. Енергетика такого носія повинна бути реалізована із застосуванням акумуляторної батареї (АКБ) здатної забезпечити 12 годин автономної роботи при постійній швидкості руху носія 3 м/с [3]. Враховуючи технічні параметри застосовуваних маршових рушіїв, АВСПН зможе забезпечити постійну швидкість руху носія рівною 2,58 м/с, що в свою чергу позначиться на більшій автономності АКБ, а саме 12,9 год з урахуванням відстані руху носія 120 км. Важливим рішенням на даному етапі проектування СЕБС АВСПН є обґрунтування вибору АКБ, що застосовується.

Викладення основного матеріалу

При постановці завдання проектування СЕБС АВСПН розглянемо кілька можливих варіантів: використання існуючих АКБ зі схожими технічними параметрами; складання спеціалізованої АКБ із необхідними технічними параметрами. Почнемо з першого варіанта та розглянемо можливість використання АКБ, що застосовуються на електромобілях Tesla. Як акумуляторний елемент використовується акумуляторна літій-іонна батарея у форм-факторі 18650. Напруга одного зарядженого елемента 4,2 В при ємності 3000 мА·год.

Габаритні розміри 1-го зібраного модуля становлять 690x315x80 мм, масою 26 кг. Один такий зібраний акумуляторний модуль за схемою з'єднання з 6-ма послідовними і 74-ма паралельними акумуляторними елементами має напругу 25,2 В, ємністю 234 А·год.

16 модулів, з'єднаних послідовно з напругою 25,2 В, ємністю 234 А·год створюють АКБ з напругою 403,2 В, ємністю 234 А·год, габаритами 2100x1500x150 мм, масою 416 кг (це тільки маса батареї, окремо ще 124 кг маси АКБ становитиме єдиний рамний корпус).

При заданій ємності АКБ автономності АВСПН буде недостатньо, оскільки її вистачить лише на 7,2 год роботи при тому, що згідно з виконаними розрахунками, необхідно забезпечити 12,9 год його автономної роботи, враховуючи фактичну швидкість руху апарату 2,58 м/с (9,29 км/год) та відстань руху 120 км.

Для того, щоб забезпечити необхідну для СЕБС АВСПН потужність АКБ, що становить 210 кВт·год, необхідно використовувати 3 шт. АКБ Tesla, потужністю 85 кВт·год. При цьому маса зібраних АКБ в єдину СЕБС становитиме 1248 кг (з масою рамного корпусу 1620 кг). Різні варіанти компоновання АКБ на підводному носії відповідатимуть різним габаритним розмірам.

Розглянемо можливість використання АКБ, які застосовуються на електромобілях Nissan Leaf. Як акумуляторний елемент використовується акумуляторна літій-іонна батарея в пакетному форм-факторі розміром 261x216 мм, виробництва компанії AESC. Проте, тут вже потрібно говорити про різні покоління цієї АКБ.

Наприклад, напруга одного зарядженого акумуляторного елемента конструкції 1-го покоління становить 4,2 В, при ємності 33 мА·год. У той момент, коли конструкція 2-го покоління передбачає використання акумуляторних елементів з тим самим рівнем напруги, але з більшою ємністю, а саме 56,3 мА·год.

Габаритні розміри 1-го зібраного модуля, 1-го покоління, становлять 303x223x35 мм, масою 3,8 кг. Один такий зібраний акумуляторний модуль за схемою з'єднання з 2-ма послідовними та 2-ма паралельними акумуляторними елементами має напругу 8,4 В, ємністю 66 А·год.

Габаритні розміри 1-го зібраного модуля, 2-го покоління, складає 300x222x68 мм, масою 8,7 кг. Один такий зібраний акумуляторний модуль за схемою з'єднання з 4-ма послідовними і 4-ма паралельними акумуляторними елементами має напругу 16,8 В, ємністю 112,6 А·год.

Для 1-го покоління батареї Nissan Leaf, 48 модулів, з'єднаних послідовно з напругою 8,4 В, ємністю 66 А·год, масою 275 кг (вже з урахуванням єдиного рамного корпусу, окремо маса АКБ становитиме 183 кг).

Для 2-го покоління батареї Nissan Leaf, 24 модулі, з'єднаних послідовно з напругою 16,8 В, ємністю 112,6 А·год, габаритами 1188x1544x264 мм, масою 294 кг (вже з урахуванням єдиного рамного корпусу, окремо маса АКБ становитиме 209 кг).

При заданій ємності АКБ 1-покоління автономності АВСПН буде недостатньо, тому що її вистачить лише на 2 год роботи при тому, що згідно з виконаними розрахунками, необхідно забезпечити 12,9 год його автономної роботи, враховуючи швидкість руху апарату 2,58 м/с та відстань руху 120 км. При заданій ємності АКБ 2-го покоління автономності АВСПН буде недостатньо, оскільки її вистачить лише 3,5 год роботи підводного носія.

Для того, щоб забезпечити необхідну для СЕБС АВСПН потужність АКБ, що становить 210 кВт·год, необхідно використовувати 9 шт. АКБ 1-покоління Nissan Leaf, потужністю 24 кВт·год при загальній масі 2475 кг, або 6 шт. АКБ 2-покоління, потужністю 40 кВт·год при загальній масі 1764 кг.

Різні варіанти компоновання АКБ для СЕБС АВСПН на базі АКБ Nissan Leaf будуть відповідати різним габаритним розмірам.

Другий варіант проектування СЕБС передбачає складання спеціалізованої АКБ із необхідними технічними параметрами. Розглянемо можливість використання акумуляторних модулів CALB. Відповідно до технічних умов застосування АВСПН, можна розглянути варіанти застосування напруги АКБ 400 В замінити на 330 В, обґрунтувавши це номінальним живленням рушіїв АВСПН.

При цьому ємність АКБ з 525 А·год повинна бути рівною 636 А·год. На продуктивність АКБ це не вплине, оскільки її потужність буде тією ж

– 210 кВт·год. Оскільки зниження рівня напруги збільшить сумарний номінальний струм споживачів з 32,5 А до 39,4 А.

Для побудови АКБ із такими параметрами необхідно застосувати 97 шт. акумуляторних модулів типу CALB напругою 3,4 В, ємністю 500 А·год, масою 13,2 кг кожен модуль. Габаритний розмір такого модуля становить 450x285x72 мм.

У цьому випадку АКБ буде здатна забезпечити функціональність АВСПН лише на 12,7 год роботи при тому, що згідно з виконаними розрахунками, необхідно забезпечити 12,9 год його автономної роботи, враховуючи швидкість руху апарату 2,58 м/с та відстань руху 120 км.

Змінити цю ситуацію можна, застосувавши замість 97 шт. акумуляторних модулів 100 шт. прим. Дане рішення дозволяє використовувати тільки послідовні з'єднання елементів, що забезпечить напругу на рівні 340 В. Тоді, номінальний струм споживачів зміниться з 39,4 А до 38,2 А, що в свою чергу вплине на автономність АКБ, яка зміниться з 12,7 год на 13,1 год, що вже повною мірою забезпечить функціонування АВСПН.

При цьому габаритні розміри такої АКБ становитимуть 2520x1350x285 мм, масою 1320 кг. Підвищення рівня напруги з 330 В до 340 В не позначиться негативно на роботі рушіїв АВСПН, так як спочатку її буде підвищено лише на 2,94%.

Враховуючи постійне навантаження маршових рушіїв під час руху, рівень напруги буде поступово наближатися до номінального, а перейшовши цю межу, як і раніше, перебуватиме в допустимому діапазоні.

Розглянемо можливість використання акумуляторних модулів RELION. Аналогічної ефективності можна досягти, застосувавши акумуляторні елементи RELION напругою 12 В, ємністю 300 А·год з габаритами 520x267x228 мм, зібрані в акумуляторні модулі напругою 12 В, загальною ємністю 600 А·год. Габаритний розмір одного акумуляторного модуля складе 420x178x230 мм.

Маса одного такого модуля становитиме 90 кг. Застосувавши 28 шт. таких модулів можна отримати напругу 336 В, ємністю 600 А·год. У цьому випадку номінальний струм споживачів складе 38,7 А, що відповідатиме 15,5 год автономності АКБ, що також забезпечить функціонування АВСПН.

При цьому габаритні розміри такої АКБ будуть меншими за попередню і становитимуть 2518x940x260 мм, а маса істотно збільшиться і становитиме 2520 кг.

Висновки

В результаті аналізу отриманих даних оптимальним варіантом створення системи енергозабезпечення бортових споживачів автономного вантажного самохідного підводного носія є перший варіант проектування, що передбачає використання існуючих акумуляторних батарей зі схожими технічними параметрами та застосуванням 100 шт. акумуляторних елементів CALB з напругою 12 В, ємністю 500 А·год. У габаритних розмірах 2520x1350x285 мм акумуляторна батарея має оптимальне співвідношення маси і потужності акумуляторних елементів необхідних для забезпечення ефективної роботи бортового обладнання автономного вантажного самохідного підводного носія. Результати проведеного дослідження можуть бути корисними на етапах проектування систем енергозабезпечення автономних самохідних підводних апаратів.

Література

[1] Blintsov O.V., Burunina Zh. Yu., Voityasyk A.M. Refining the classification of underwater missions performed using underwater complexes with flexible connections. *«Shipbuilding and Marine Infrastructure»*. 2018. № 1(9). P. 36-43. doi: [10.15589/SMI.2018.01.05](https://doi.org/10.15589/SMI.2018.01.05)

[2] Войтасик А.М. Удосконалення математичної моделі просторового руху вантажного самохідного підводного носія. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*. 2018. № 2(19). С. 14-24.

[3] Войтасик А.М. Автоматизація керування крено-диферентною системою самохідного прив'язного підводного апарата-робота транспортного типу. *Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті*: матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції. Херсон: ХДМА, 2018. С. 99-102.

Відомості про автора

Андрій Войтасик, к.т.н., доцент кафедри електричної інженерії суднових та роботизованих комплексів, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-9409-6108](https://orcid.org/0000-0002-9409-6108).



ВИКОРИСТАННЯ ЗАРЯДНИХ СТАНЦІЙ ДЛЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ У ХАРКІВСЬКІЙ ОБЛАСТІ

Багач Р.В. [✉]

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

протоколи заряджання електромобілів, ефективність використання зарядних станцій у Харківській області

У статті розглянуто особливості заряджання електромобілів на повільних та швидких зарядних станціях, також описано протоколи роботи електричних зарядних станцій. Розглянуто національні та міжнародні стандарти, що описують протоколи комунікації контролерів зарядної станції та електромобіля. Надано рекомендації щодо розробки інтелектуальної системи віддаленого моніторингу та взаємодії електромобілів із зарядною інфраструктурою, яка дозволить здійснювати більш безпечну зарядку електромобіля. Зроблено висновки щодо доцільності використання швидких та повільних зарядних станцій у Харківській області.

Вступ

Електромобілі неминуче проникають у життя суспільства завдяки їх ефективності та економічності. Все більше автовласників у світі віддають перевагу електромобілям (Electric Vehicle – EV) замість традиційних транспортних засобів з двигунами внутрішнього згорання. При цьому останніми роками на території України значно збільшується відсоток «чистих» електромобілів, порівняно з гібридними транспортними засобами [1].

Електрична зарядна станція (ЕЗС) виключає можливість виникнення аварійних ситуацій, обмежуючи електромобіль тією порцією електрики, яку він здатний переробити. Інший принцип дії використовується на «швидких» зарядних станціях, у яких виключена проміжна ланка у вигляді перетворюючого бортового

зарядного пристрою, тим самим електромобіль заряджається постійним струмом. Однак, при швидкій зарядці збільшується деградація висковольтної батареї електромобіля, оскільки в процесі заряду відбувається значне її нагрівання або перегрів, що призводить до зниження ємності [1-4].

Викладення основного матеріалу

На сьогоднішній день існує 4 основні протоколи роботи ЕЗС. При цьому 3 з них працюють на змінному струмі, максимальна потужність яких становить 44 кВт. Протокол Mode 4 використовує постійний струм, внаслідок чого потужність становить до 150 кВт і вище. Типи зарядних станцій та протоколи передачі даних представлені в таблиці 1.

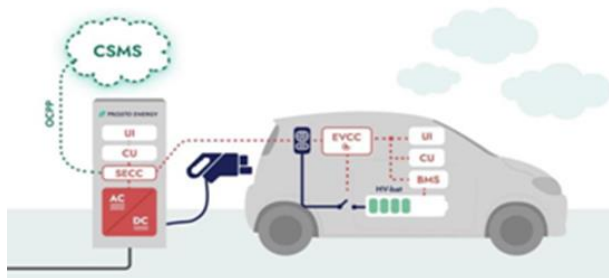
Таблиця 1. Типи зарядних станцій та протоколи передачі даних

Протокол роботи ЕЗС	Струм	Сила струму, А	Напруга, В	Потужність, кВт	Типи роз'ємів
Mode 1	AC	16	220	3,7	Type1, Type 2
Mode 2	AC	16	220-380	7,4-22	Type1, Type 2
Mode 3	AC	16-32	220-380	7,4-22	Type1, Type 2
Mode 4	DC	45-200	До 1000	30-300	GB/T, CCS, Combo CHAdeMO

Основними типами роз'ємів для заряджання електромобілів є: Type 1, Type 2 (AC/змінний струм), CHAdeMO, CCS Combo, GB/T (DC/постійний струм).

На електромобілях в Японії та США використовуються переважно Type 1 (максимальна потужність 7,4 кВт, однофазна мережа). Роз'єм Type 2 застосовуються в основному на електромобілях Європи (максимальна потужність заряду 7,4 або 22 кВт, одно- або трифазна мережа). CHAdeMO – це базовий роз'єм для електричних автомобілів Японії та Америки (максимальна потужність заряду до 200 кВт). Роз'єм GB/T популярний у Китаї та призначений для швидкого заряду. В Україні вони використовуються дуже рідко. CCS Combo розповсюджений на електромобілях європейського ринку. Розрізняють два типи роз'ємів CCS Combo. Дані роз'єми дуже схожі з роз'ємами Type 1 і Type 2. Варіація роз'єму CCS Combo дає можливість підключення до електрокара кабелю Type 2 для повільної зарядки, так і Combo 2 - для швидкої. Потужність заряду може сягати 350 кВт/год, струм – до 200 А. У електромобілів Tesla використовується спеціалізований роз'єм. Він дозволяє підключитися до станції Tesla Supercharger лише електромобіля однойменної марки. Роз'єм знайшов своє застосування в Європі та США [1-6].

В зв'язку з тим, що процес зарядки електромобіля здійснюється досить великими струмами, для забезпечення безпеки процесу його необхідно контролювати з боку зарядної станції та електромобіля. Ці функції виконує модуль зарядної станції SECC та контролер електромобіля EVCC. Завдання обох полягає у відповідності параметрів зарядки між зарядною станцією та електромобілем по виділенім сигнальним лініям у зарядних кабелях та роз'ємах. [7]. Принцип роботи контролерів представлено на рисунку 1.



Рисуюнок 1. EVCC SECC контролери заряду

SECC (Supply Equipment Communication Controller) - Це модуль зарядної станції яка відповідална за здійснення комунікації з електромобілем, завдання її передача керуючих сигналів про параметри зарядки електромобіля, отримання та інтерпретація відповідей про статус зарядки від електромобіля, управління

силовою електронікою зарядної станції, вимірювання спожитої потужності.

Комунікація з зарядною станцією здійснюється за допомогою пристрою EVCC (Electric Vehicle Communication Controller), який працює поспіль з електромобілем та бортовою системою управління батареї (Battery Management System – BMS), здійснюється передача даних про стан процесу зарядки електромобіля та управління бортової силової електроніки [8].

Існує кілька національних та міжнародних стандартів. Існують протоколи комунікації контролерів зарядної станції та електромобіля, на які орієнтуються виробники:

J1772 – національний стандарт комунікації США 5-контактний стандарт J1772 підтримує широкий діапазон швидкостей зарядки однофазним змінним струмом (AC) від 1,44 кВт (12 ампер при 120 вольтях) через портативні пристрої підключені до побутової розетки NEMA 5-15, до 19,2 кВт (80 ампер при 240 вольтях) від EVSE (Обладнання для живлення електромобілів). Існує також 7-контактний комбінований з'єднувач, який має як 5-контактний роз'єм J1772, так і 2-контактний роз'єм CCS, який підтримує швидке заряджання постійного струму до 350 кВт. [9]

IEC 61851 - стандарт Міжнародної електротехнічної комісії для провідної зарядки електромобілів змінним та постійним струмом. Цей стандарт встановлює вимоги до електромагнітної сумісності (далі - EMC) електромобілів у будь-якому режимі заряду при підключенні до джерела живлення. Стандарт застосовується до бортових зарядних пристроїв, які випробовуються на комплектному транспортному засобі або на рівні компонентів систем заряджання (електронних підсистем). Цим стандартом регулюються вимоги до провідного з'єднання електромобілів та автомобільних транспортних засобів з комбінованими енергоустановками, що мають можливість зовнішньої зарядки, з джерелами живлення змінної та постійної напруги [10].

ISO 15118 - універсальний стандарт комунікації для заряджання постійним і змінним струмом, що включає в себе перспективні технології V2G (Vehicle to Grid - двонаправлений обмін енергією між електромобілем та мережею) та Plug and Charge (технологія ідентифікації машини в зарядній мережі та авторизації зарядної сесії та платежу) імені її власника, при підключенні авто до зарядної станції). Визначається зв'язок між електромобілями (EV), включаючи електромобіль на акумуляторних джерелах живлення та гібридний автомобіль з підзарядкою від електромережі та обладнанням електропостачання електромобіля (EVSE). У стандарті описується взаємодія (зв'язок) між контролером

зв'язку автомобіля контролер зв'язку електро-мобіля (EVCC). Цей стандарт застосовується не тільки до зарядки електромобілів, але й до інших транспортних засобів.

На архітектурі Master-Slave засновано відкритий комунікаційний протокол управління зарядними станціями – MODBUS.

Протокол Modbus є структурою комунікацією повідомлення. Протокол реалізований за допомогою інтерфейсів RS232, RS422 або RS485. Схема протоколу представлена на рисунку 2.

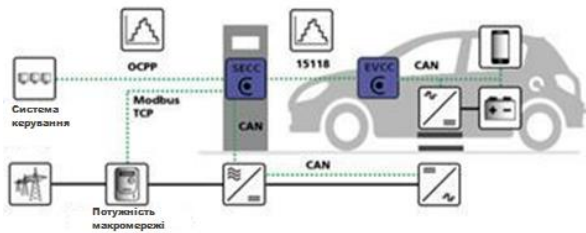


Рисунок 2. Схема реалізації Modbus протоколу для ЕЗС

Особливість протоколу EVSE полягає в обробці процесу зарядки для різних типів електромобілів, технологія представлена на рисунку 3. За допомогою цієї технології відбувається визначення автомобіля та його технічних характеристик автоматично. Це зроблено тому, що електромобілі можуть відрізнятися один від одного характеристиками зарядки (потужністю зарядки, мати різний час зарядки і заряджатися струмами різної величини).

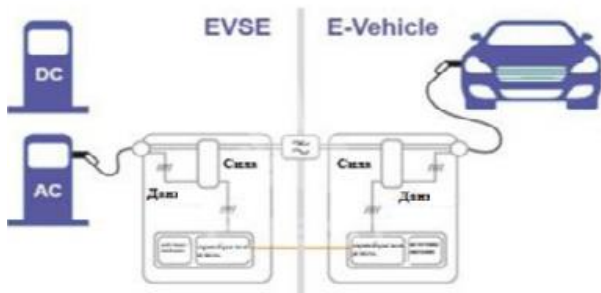


Рисунок 3. Технологія заряду для різних електромобілів.

Динамічне балансування між портами ЕЗС забезпечує ефективність використання зарядних комплексів. Визначальними є наступні чинники: час стоянки, необхідна потужність заряду, ступінь заряду батареї електромобіля, допустимість ЕЗС і зарядних портів і т.д.

В даний час багатокритеріальність, що визначає ефективність зарядних комплексів, не забезпечується повністю. Для розподілу навантаження між окремими ЗС сьогодні застосовують однотипні алгоритми:

– OPTIMAX for Smart Charging від АВВ (Швейцарія) - управління зарядкою за розкладом, обмеження потужності ЗС;

– Virta (Фінляндія) – обмеження потужності ЗС для неперевищення сумарної доступної потужності інфраструктурного об'єкта;

– Circontrol (Іспанія) — обмеження потужності ЗС для неперевищення сумарної доступної потужності інфраструктурного об'єкта, завдання пріоритету потужності, що залишилася для конкретної ЗС;

– CHARX manage від Phoenix Contact (Німеччина) – завдання пріоритету за потужністю зарядки для конкретної ЗС;

– EVlink від Schneider Electric (Франція) – пропорційний розподіл потужності між ЗС, обмеження потужності ЗС для неперевищення сумарної доступної потужності, завдання пріоритету за зарядкою для конкретної ЗС.

Комунікаційний протокол Open Charge Point Protocol (OCPP, відкритий протокол зарядної станції) дозволяє здійснювати дистанційний моніторинг та керування сучасними ЗС для електромобілів. На даний момент OCPP – це головний галузевий стандарт взаємодії для елементів зарядної інфраструктури як у світі, так і в Україні. Практичне використання протоколу Open Charge Point Protocol означає, що будь-яка ЗС, що підтримує OCPP, може керуватися програмним забезпеченням. Починаючи з версії OCPP 1.6, передбачено підтримку функціоналу Smart Charging для реалізації можливості інтелектуальних сценаріїв управління ЗС. Управління споживаною потужністю або струмом конкретного порту ЗС, а також сумарним споживанням електроенергії для ЗС, підключених до системи, по будь-яким каналам зв'язку за допомогою Smart Charging. Профілі зарядки які транслюються системою ЗС здійснюють інтелектуальне управління. Розклад (Charging Schedule) профілю визначає ліміти споживаної потужності або сили струму для заданих інтервалів часу, а також кількість задіяних при зарядці фаз (для портів змінного струму) для кожного порту ЗС, підключеної до системи. Тип профілю визначає застосування як до всіх нових зарядних сесій ЗС (у тому числі при роботі ЗС в автономному режимі) так і до поточної зарядної сесії [11].

Зарядні станції управляються і контролюються віддалено, а електромобілі в останній момент зарядки залишаються практично безконтрольними, так як існуючі системи у тому числі і OCPP не можуть якісно та кількісно оцінити ступінь безпеки при зарядці з боку електромобіля. Отже, необхідна розробка інтелектуальної системи віддаленого моніторингу та взаємодії електромобілів із зарядною інфраструктурою.

Дана система дозволить більш ретельно стежити за процесом заряду електромобіля та у випадках виникнення позаштатних ситуацій негайно сповіщати власника за допомогою віддаленого доступу.

рамках дослідження була поставлена мета визначити ефективність використання різних типів зарядних станцій саме в Харківській області. У Харківській області на початок 2022 року налічується близько 1000 електромобілів. Для проведення оцінки припустимо, що кожен 3 від загального числа заїжджатиме на ЕЗС щодня і в середньому заряджатиме батарею на 30 кВт. Дані щодо розрахунку ефективності зарядних

станцій наведено у таблиці 2. Формула (1) показує розрахунок періоду окупності зарядних станцій.

$$N = \frac{P}{X \cdot Y \cdot n}, \quad (1)$$

де N – період окупності, дні;

P – вартість зарядної станції, гривень;

X – середня кількість енергії, що заряджається, кВт;

Y – вартість продажу 1 кВт енергії, гривень;

n – кількість електромобілів, що заряджаються в день, шт.

Таблиця 2. Період окупності зарядних станцій різної потужності

Характеристики зарядної станції	Вартість зарядної станції	Період окупності
22 кВт	600000 гривень	470 днів (1 рік 3,5 місяця)
50 кВт	3 млн. гривень	570 днів (1 рік 7 місяця)
120 кВт	8 млн. гривень	773 днів (2 роки 2 місяці)

Висновки

Проводячи аналіз даних, можна дійти невтішного висновку, вартість 120 кВт зарядної станції перевищує більш, ніж у 13 разів вартість 22 кВт повільної зарядної станції. Найбільш економічно доцільною та раціональною зарядною станцією є станція потужністю 50 кВт-год. Даний тип станції дозволить заряджатися всім електромобілям які експлуатуються в Харківській області, також дана ЕЗС має невеликий термін окупності, що дозволить найбільш широко та швидко розвинути інфраструктуру в місті для електромобілів.

Сучасні потреби вимагають скорочення часу заряду електромобілів. Скорочення часу заряду досягається шляхом збільшення потужності зарядної станції. Для забезпечення безпеки процесу заряду електромобіля застосовують модулі зарядної станції SECC та контролери EVCC. Також застосовуються стандарти протоколів комунікацій контролерів зарядних станцій електромобілів.

В дослідженні здійснено розрахунок періоду окупності зарядних станцій різної потужності. З якого випливає, що найбільш ефективною є ЕРС потужністю 50 кВт.

Перспективним завданням забезпечення зарядки електромобілів є розробка інтелектуальної системи віддаленого моніторингу та взаємодії електромобілів із зарядною інфраструктурою.

Література

- [1] Аргун Ш.В. Енергозберігаючі технології на автобусному транспорті: монографія / Ш.В. Аргун, А.В. Гнатов., Д.В. Марченко - Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2017. - 177 с.
- [2] Hnatov, A., Patlins, A., Arhun, S., Ulianets, O., Romanovs, A. Розробка unified energy-efficient system for urban transport //2020 6th IEEE International Energy Conference (ENERGYCon). - IEEE. - pp. 248-253. DOI: 10.1109/ENERGYCon48941.2020.9236606.
- [3] Arhun Shch., Hnatov A., Mygal V., Khodyriev S., Popova A., Hnatova H. Уніфікована система альтернативних джерел електроенергії для керування енергетичними електромережами. 2020 IEEE 40th International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO) – April 24-26, 2020. – Kyiv, Ukraine – P. 619-624 10.1109 / ELNANO50318.2020.9088911.
- [4] Hnatov, A., Arhun, S., Tarasov, K., Hnatova, H., Mygal, V., Patlins, A. Researching model electric propulsion system for bus using Matlab Simulink //2019 IEEE 60. Power i Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON). - IEEE, 2019. - С. 1-6. DOI: 10.1109 / RTUCON48111.2019.8982352.
- [5] Гнатов О. В. Електромобілі – майбутнє, яке вже настало / О. В. Гнатов, Ш. В. Аргун, О. А. Ульянець // Автомобіль та електроніка. Сучасні технології: електронне наукове спеціалізоване видання. - Х.: ХНАДУ, 2017. - № 11. - С. 24-28. –

ISSN 2226-9266 – Режим доступу:
http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_SIS/AE17_1/1.4.pdf

[6] Hnatov A., Arhun Shch., Bagach R., Nechaus A., Tarasova V., Ruchka O., Don A., Patlins A. Electrical Power unit of transformer oil centrifugal cleaning unit. Автомобільний транспорт. - Х.: ХНАДУ. - 2021. - Вип. 48. - С. 101-112. DOI: 10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.101.

[7] Контролер заряджання електромобіля. [Електронний ресурс]: – Режим доступу: <https://prosto.energy/blogs/news/kontroller-zaryada-elektromobilya-on-zhe-secc>

[8] Архаткін М.А. Вбудоване програмне забезпечення контролера управління пристроєм швидкого заряджання акумулятора електромобіля. Дата публікації: 28.05.2021.

[9] SAE J1772 - Вікіпедія. [Електронний ресурс]: – Режим доступу: https://translated.turbopages.org/proxy_u/en-ru.ru.cbdc3e34-62a40ff2-ffcb8203-74722d776562/https/en.wikipedia.org/wiki/SAE_J1772

[10] ED2_UA_1_570_2019_ГОСТ. [Електронний ресурс]: – Режим доступу: https://www.sarm.am/js/editor_innova/assets/202006/ED2_RU_1_570_2019_ГОСТ%20МГС%20ЭК%2061851-21-1%20тема%201.2.056-2.060.19.pdf

[11] ОСРР. [Електронний ресурс]: – Режим доступу: <https://prosto.energy/blogs/news/chto-takoe-ospp-arhitektura-seti-ezs>

Відомості про авторів

Руслан Багач, викладач вищої категорії Харківського державного політехнічного коледжу, аспірант кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-0157-5933](https://orcid.org/0000-0003-0157-5933).



ДО ПИТАННЯ ПАРПРОДУКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИКА НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ МАЛООБЕРТОВОГО ДВИГУНА

Старостенко Н.І., Шостак В.П., Личко Б.М.✉

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

малообертотвий двигун, холо- дильник наддувного повітря, паропродуктивність, темпе- ратура, ентальпія.

Наводяться відомості про розрахунок холодильника надду- вного повітря, який застосовується як генератор низькопо- тенційної водяної слабоперегрітої пари та підігрівник жи- вильної води для утилізаційного котла.

Для сучасних малообертотвих двигунів (МОД) компанії MAN Diesel & Turbo (МДТ) у режимі повного ходу судна температура стисненого в турбокомпресорі (ТК) повітря $t_{c.п}$ не набагато відрізняється від температури відхідних газів t_r за ТК. Різниця між ними $\Delta t = t_r - t_{c.п}$ складає приблизно 30–40 °С і залежить в основному від температури засмоктуваного ТК повітря $t_{з.п}$, навантаження двигуна \bar{N} та тиску наддувного по- вітря π_k .

У таблиці 1 наведені розрахункові дані вказа- них величин, одержаних з використанням сер- вісної програми МДТ з Інтернету "mandieselturbo" для двигунів S50ME-C8.2 і G95ME-C9.2 з відносною специфікаційною поту- жністю 95 % і налаштованих за програмою "high load – HL" [3].

Таблиця 1. Розрахункові дані величин, одержаних з використанням сервісної програми МДТ

$t_{з.п}, ^\circ C$	10 (Special field)			25 (ISO)			45 (Tropical)		
$\bar{N}, \%$	100	95	90	100	95	90	100	95	90
$t_r, ^\circ C$	213	206	201	239	232	226	272	265	259
$\pi_k, \text{бар}$	4,21	4,02	3,83	4,13	3,95	3,76	3,93	3,76	3,58
$t_{c.п}, ^\circ C$	187	179	172	210	202	195	233	225	217
$\Delta t, ^\circ C$	26	27	29	29	30	31	39	40	42

Ми вважаємо, що може бути доречним одержу- вати в холодильнику наддувного повітря (ХНП) водяну слабоперегріту пару і направляти її до утилізаційної турбіни, яка живиться також і па- рою від утилізаційного котла (УК) [1, 4].

ХНП як генератор низькопотенційної перегрі- тої пари "працює" сумісно з УК. Оскільки пара УК зазвичай має більшу питому ексергію, то ХНП повинен в першу чергу забезпечити підіг- рітою живильною водою УК, кількість якої вихо- дить із теплового балансу УК при охолодженні відхідних газів до певної температури. На рис. 1 показано саме такий ХНП [4]. Він має п'ять теп- лообмінних поверхонь: охолодник повітря забо- ртною водою (ЗВ), два підігрівника (економай- зера) живильної води і води для УК (середній тиск – СТ), випарник і пароперегрівник низь- кого тиску (НТ). Повітря на виході з ХНП по- винно бути (для більшого ККД) як

найхолодніше, температура якого визначається мінімальним температурним напором на "холо- дному" кінці охолодника ЗВ.

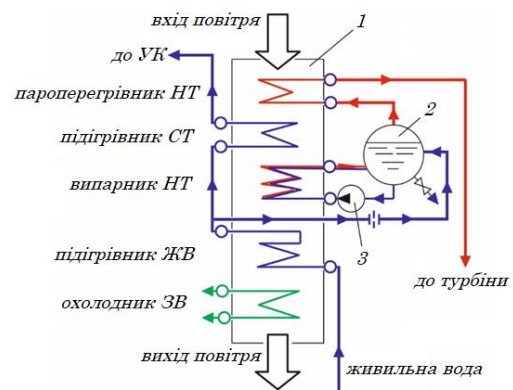


Рисунок 1. Фрагмент теплової схеми з холоди- льником наддувного повітря (1), сепаратором водяної пари (2) і циркуляційним насосом (3)

Розрахунок паропродуктивності ХНП базується на прийнятих мінімальних температурних напорах, тиску у випарнику, температурах ЗВ, ЖВ, перегрітої пари і повітря на вході в ХНП. На підставі цих даних будується діаграма "температура – теплоота" для ХНП, яка зображена на рис. 2, де температура повітря на вході

$t_{п1} = 215 \text{ }^\circ\text{C}$, тиск у випарнику $p_1 = 1 \text{ бар}$ і температура ЗВ на вході $t'_{з.в} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. В основі цього рисунку лежить баланс енергії: вода сприймає теплоту повітря від 215 до $34 \text{ }^\circ\text{C}$. І при відомій паропродуктивності УК розраховується паропродуктивність ХНВ.

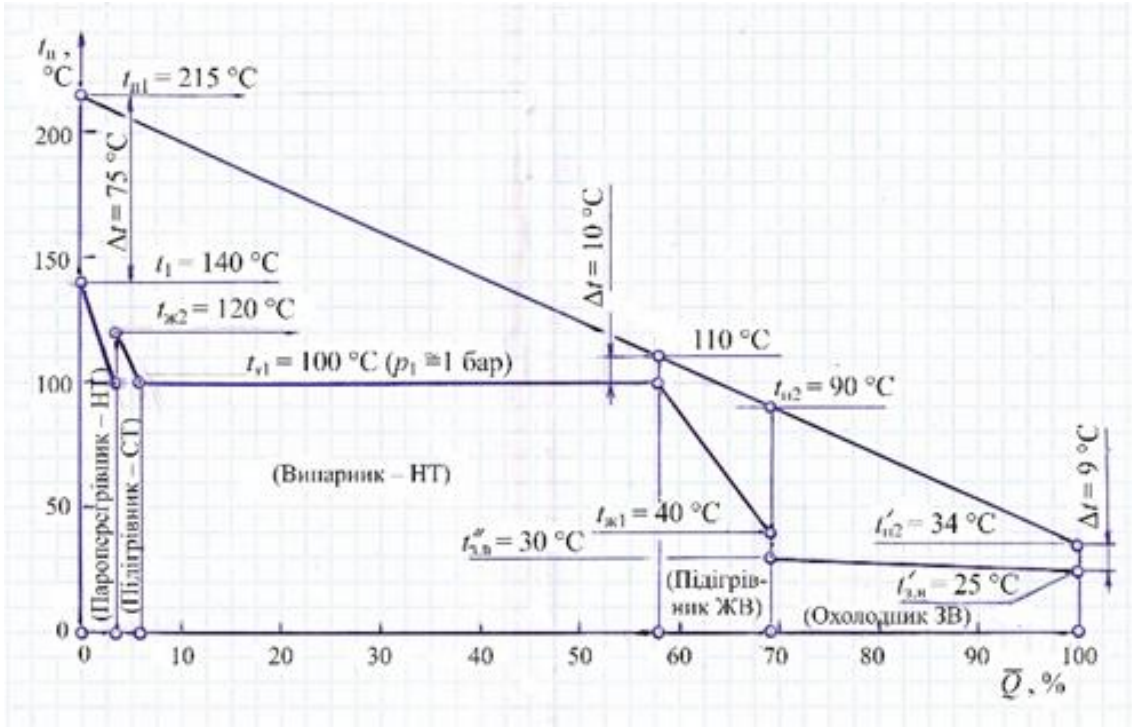


Рисунок 2. Діаграма "температура – теплоота" для холодильника наддувного повітря

Для визначення кількості теплоти від повітря, крім характерних температур, потрібні відповідні ентальпії. У зв'язку з цим аналізуються процеси охолодження повітря, які зображені на рис. 3 в координатах "температура t – вологовміст d ". Зокрема, при температурі повітря $t_{п1} = 215 \text{ }^\circ\text{C}$ і його вологовмісту $d = 28 \text{ г/кг}$ ентальпія становить $I_{п1} = 297 \text{ кДж/кг}$.

В свою чергу величина d визначається відносною вологістю і температурою зовнішнього повітря, яке надходить до машинного відділення й підігрівається приблизно на $10 \text{ }^\circ\text{C}$ у зоні ТК. Дані рис. 3 відповідають засмоктуваному повітрю з температурою $35 \text{ }^\circ\text{C}$ і відносною вологістю 70% ; при цьому $d = 28 \text{ г/кг}$.

Охолодження прісною водою здійснюється до температури повітря $90 \text{ }^\circ\text{C}$ і ентальпії 162 кДж/кг , а подальше – забортною водою до температури $34 \text{ }^\circ\text{C}$. Останнє супроводжується випаданням вологи, і вологовміст зменшується приблизно до 9 г/кг . Зображений на рис. 3 процес передбачає відносну вологість 100% при тиску повітря $3,9 \text{ бара}$, що відповідає $25,6 \%$ при тиску 1 бар в застосованій для ілюстрації діаграмі.

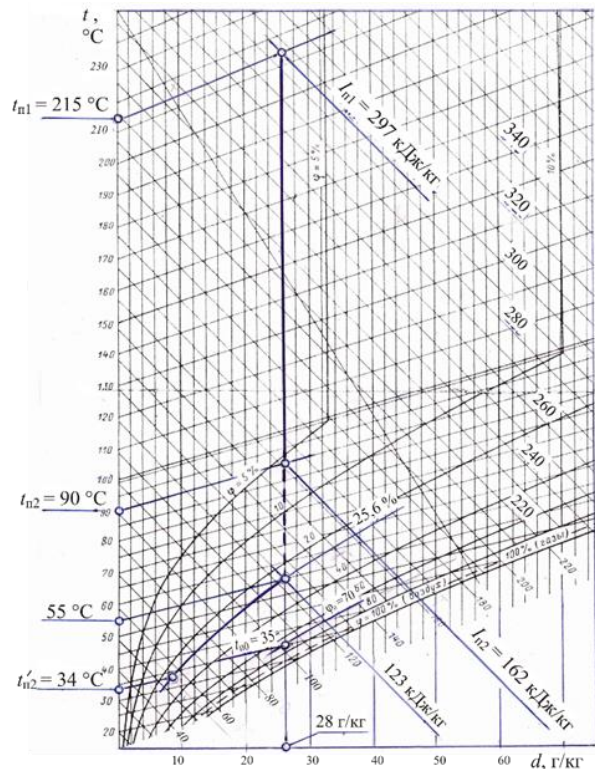


Рисунок 3. Процеси охолодження повітря в холодильнику наддувного повітря

Розрахунки по водяній стороні ХНП Розрахунки по водяній стороні ХНП потребують відомостей по властивостям води і водяної пари, для чого можуть бути використані різні джерела, наприклад [2].

У підсумку зазначимо, що викладений вище матеріал може слугувати для побудови розрахункового алгоритму по паропродуктивності холодильника наддувного повітря малообертового двигуна.

Література

[1] Вторинні енергоресурси та енергозбереження на судах [Текст]: навчальний посібник / В.С. Самохвалов, Д.В. Коновалов, М.Ю. Багненко та ін., за заг. ред. В.С. Самохвалова. – Миколаїв: Іліон, 2016. – 430 с.

[2] Вукалович, М.П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара [Текст] / М.П. Вукалович, С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – Москва: ГНТИ, 1959. – 408 с.

[3] Сервісна програма МАН для розрахунків експлуатаційних параметрів МОД / <http://marine.man.eu/two-stroke/ceas>. – Copenhagen, Denmark, 2017.

[4] Шостак, В.П. Глибока утилізація теплоти відхідних газів і стисненого повітря сучасного малообертового двигуна [Текст] / В.П. Шостак, А.Ю. Манзюк // Віс. НУК. – Миколаїв, 2016. – С. 21-25.

Відомості про авторів

Наталія Старостенко, провідний фахівець кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-8044-9454](https://orcid.org/0000-0001-8044-9454).



Володимир Шостак, к.т.н., професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8071-389X](https://orcid.org/0000-0002-8071-389X).



Богдан Личко, к.т.н., доцент, в.о. завідувача кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-3943-9689](https://orcid.org/0000-0003-3943-9689).



СПРОЩЕНИЙ КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ХОЛОДИЛЬНО-ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА

Матвєєв В.В. ✉

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

розрахунок, довжина, радіус, кривошип, кутова швидкість, лінійна швидкість, вектор

На сучасному етапі розвитку машинобудування існує безліч методів розрахунку та кінематичного аналізу для кривошипно-шатунного механізму. Поряд з різними типами і видами КШМ, як центральний, зміщений, V-подібний, короткоходові та довгоходові, тронкові та крейцкопфні, представлений розрахунок набагато спрощує розуміння для курсантів та студентів. Цей розрахунок ознайомлює з тим, у якій послідовності проводиться кінематичний аналіз КШМ поршневого холодильного компресора.

Для розгляду аналізу можна вибрати компресор з одним циліндром. Для початку потрібно побудувати кінематичну схему в обраному масштабі довжин k_s (м/мм) (рис. 1) [4, 5]:

$$k_s = \frac{l}{l_q} = \frac{0,3}{50} = 0,006 \quad (1)$$

де $l = 0,3$ – довжина кривошипа, м;

$l_q = 50$ – довжина кривошипа на кресленні, мм.

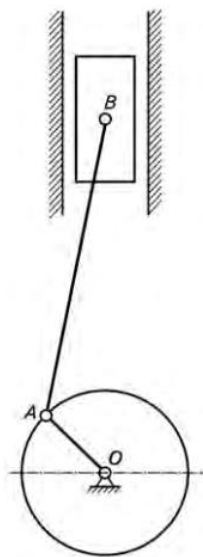


Рисунок 1. Кінематична схема механізму

Після побудови кінематичної схеми необхідно побудувати розташування точок механізму (рис. 2) (таблиця 1) [5].

Таблиця 1. Вузлові точки для розрахунку

	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°
A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	A ₈	

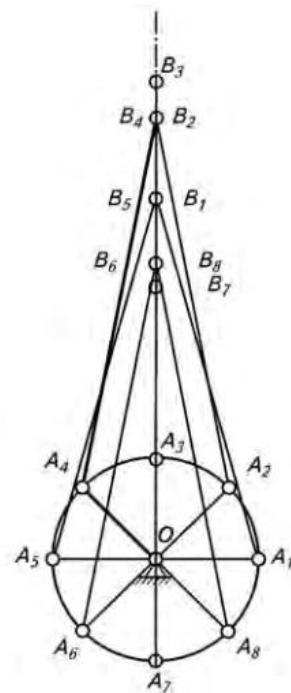


Рисунок 2. Схема точкового розміщення

Можна переходити до побудови графіка і визначення швидкостей. Лінійна швидкість точки A (м/с) буде [2]:

$$v_A = \omega \cdot r \quad (2)$$

де $r = OA = 0,3 \text{ м}$ – радіус (довжина кривошипа).

Кутова швидкість (рад/с) визначається за формулою [1]:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (3)$$

де n – швидкість обертання валу, n^{-1} .

При $n = 1500$ кутова швидкість точки A :

$$\omega_A = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ рад/с.}$$

На основі формули (2), лінійну швидкість точки A можна знайти як;

$$v_A = 157 \cdot 0,3 = 47,1 \text{ м/с}$$

Швидкість точки B від ланки BA (шатуна) – складається як сума швидкостей переносного руху точки A ($v_{пер} = v_A$) і швидкість $v_{відн}$ відносного руху точки B відносно точки A ($v_{відн} = v_{BA}$). У векторній формі;

$$\overline{v_{B_{абс}}} = \overline{v_{пер}} + \overline{v_{відн}} = \overline{v_A} + \overline{v_{BA}} \quad (4)$$

Оскільки векторна сума не є алгебраїчною, вона обчислюється відповідним рівнянням для векторної суми. [2]:

$$\overline{v_{B_{абс}}} = \overline{v_A} + \overline{v_{BA}} = \sqrt{|\overline{v_A}|^2 + |\overline{v_{BA}}|^2 - 2 \cdot |\overline{v_A}| \cdot |\overline{v_{BA}}| \cdot \cos \alpha}$$

де $\cos \alpha$ – значення косинусу кута між векторами v_A і v_{BA} .

Будування плану швидкостей

Швидкість точки A $\overline{v_A}$ на швидкісному плані є перпендикуляр pa , до лінії AO , тобто дотична до кола, опущеного від полюсу p , який вибирається довільно [4] (рис. 3).

У зв'язку з тим, що повзун (поршень, поршневий палець) рухається взвратно-поступово по осі ординат u , швидкість точки B визначається відрізком лінії, що проходить через полюс p паралельно осі ординат u до точки його перетину b

з напрямком відносної швидкості v_{BA} точки B відносно A (перпендикуляр до BA). Звідси випливає, що відрізок pb відображає абсолютну швидкість в реальному масштабі v_B точки B , а відрізок ab у тому ж масштабі – відносну швидкість шатуна v_{BA} .

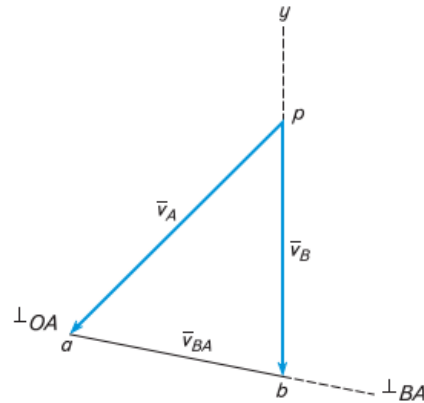


Рисунок 3. Побудова векторів швидкостей механізму

Кутову швидкість ω_{BA} шатуна BA можна визначити через відносну швидкість шатуна BA (відрізок ab на плані швидкості). Відносна швидкість шатуна BA (м/с);

$$v_{BA} = \omega_{BA} \cdot BA = |\overline{ab}| \cdot k_v; \quad (6)$$

де k_v – масштаб швидкості, м/(с мм),

$$k_v = \frac{v_A}{pa} = \frac{47,1}{47,1} = 1 \text{ м/(с*мм);} \quad (7)$$

де $v_A = 47,1$ – швидкість точки A , м/с;

$pa = 47,1$ мм – швидкість точки A на кресленні.

Виходячи з швидкісного плану, в масштабі 1 м/(с мм) (рис. 3):

$$|\overline{a}| = 47,1 \text{ мм, } \overline{v_A} = 47,1 \text{ мм.}$$

$$|\overline{ab}| = 33,97 \text{ мм, } \overline{v_{BA}} = 33,97 \text{ мм.}$$

Кутова швидкість шатуна з плану швидкості;

$$\omega_{BA} = \frac{\overline{ab} \cdot k_v}{BA} = \frac{33,97 \cdot 1}{0,180} = 188,72 \text{ рад/с.} \quad (8)$$

Для перевірки визначимо відносну швидкість шатуна v_{BA} ;

За формулою (6):

$$v_{BA} = \omega_{BA} \cdot BA = 188,72 \cdot 0,18 = 33,97 \text{ м/с.}$$

яка збігається з визначеними на плані швидкості.

По формулі (5) визначаємо абсолютну швидкість, $v_{B_{abs}}$;

$$\begin{aligned} \overline{v_{B_{abs}}} &= \sqrt{47,1^2 + 33,97^2 - 2 \cdot 47,1 \cdot 33,97 \cdot 0,554} = \\ &= 39,99 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

На основі графічних даних (рис. 3), довжина відрізка (швидкість) $v_{B_{abs}}$ також дорівнює 39,99 м/с.

Особливістю розрахунку є можливе помилкове обчислення швидкості точки B .

Логічно, що при швидкості валу $n = 1500 \text{ хв}^{-1} = 25 \text{ с}^{-1}$ період одного повороту валу, T буде [3]:

$$T = \frac{t}{n} \quad (9)$$

У нашому випадку, коли $t = 1 \text{ с}$ $T = \frac{1}{25} = 0,04$ що абсолютно вірно.

Логічно міркувати, що при рівномірному обертанні точка A робить половину обороту за 0,02 с і в той же час точка B проходить дистанцію s_B , що дорівнює вдвічі більшій довжини кривошипа OA , тобто

$$s_B = 2r = 2 \cdot 0,3 = 0,6 \text{ м}$$

Звідси розраховується «умовна» поступальна швидкість точки B відносно точки O .

$$v_{BO} = \frac{ds_B}{dt} = \frac{0,6}{0,02} = 30 \text{ м/с} \quad (11)$$

Однак швидкість точки B не є постійною, тому що кожні 0,02 с змінює напрямок руху, прискорюючись і сповільнюючись, зупиняючись повністю на верхніх і нижніх мертвих точках і її абсолютне значення можна правильно розрахувати раніше зазначеним способом.

Побудова плану прискорення

Точка A на кривошипі рухається з постійною кутовою швидкістю $\omega_A = \text{const}$, тому вона має

тільки нормальне (доцентрове) прискорення $\overline{a_A^n}$ яке спрямоване уздовж кривошипа OA до осі обертання O (тангенціальне прискорення) $\overline{a_A^t}$ із довільно обраної точки (полюсу) p (рис. 4)

Будуємо відрізок pa , спрямований вздовж відрізка OA , який дорівнює прискоренню точки Aa_A за обраним масштабом k_a [4].

Розрахункове значення a_A :

$$a_A = a_A^n = \omega_A^2 \cdot OA = 157^2 \cdot 0,3 = 7395 \text{ м/с} \quad (12)$$

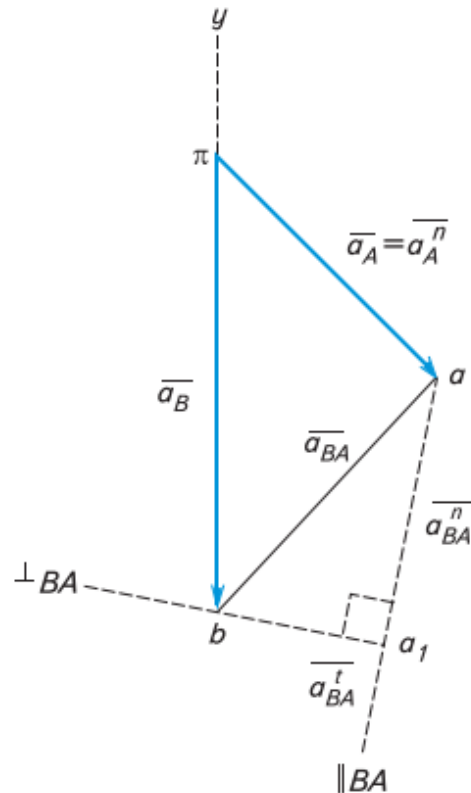


Рисунок 4. План прискорення механізму

Масштаб прискорення:

$$k_a = \frac{a_A}{\pi \cdot a} = \frac{7395}{73,95} = 100 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)} \quad (13)$$

де $a_A = 7395$ – фактичне прискорення кривошипа, м/с^2 ,

$\pi \cdot a = 73,95$ – прискорення в кресленні (мм).

Точка B , яка належить відрізку BA (шатун), пов'язана з точкою A і робить складний рух. Прискорення точки B (м/с^2):

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t}$$

де $\overline{a_{BA}^n}$ – нормальне прискорення відносного руху точки B відносно точки A , m/c^2 ;

a_{BA}^t – тангенціальне прискорення відносного руху точки B відносно точки A , m/c^2 .

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{BA} = \frac{33,97}{0,18} = 6411 \text{ м/с} \quad (14)$$

Прискорення $\overline{a_{BA}^n}$ спрямовано до центру відносного обертання, вздовж відрізка BA від точки B до точки A . Для будування $\overline{a_{BA}^n}$ на плані прискорення необхідно через точку a – кінець вектору прискорення точки A – провести паралельну відрізку BA лінію і відкласти відрізок aa_1 , який відображує у масштабі вектор прискорення $\overline{a_{BA}^n}$ (рис. 4).

Прискорення a_{BA}^t перпендикулярно відрізку BA , но значення його невідомо. Для побудови a_{BA}^t необхідно через кінець вектору нормального прискорення відносно руху, тобто через точку a_1 , провести перпендикулярну лінію відносно відрізку BA .

Точка B механізму, розташовується в абсолютному русі, тобто в русі відносно нерухомих напрямних (циліндр компресора) і має прискорення вздовж осі ординат u . Для знаходження, з полюса π на плані прискорення будуюмо лінію прискорення абсолютного руху точки B πb , яка проходить по осі ординат u до точки b до перетину з напрямком тангенціального прискорення a_{BA}^t рух точки B відносно точки A .

На плане прискорення вектор \overline{ab} є вектор прискорення точки B відносно A :

$$\overline{a_{BA}} = \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t} \approx 7698 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення точки B

$$\overline{a_B} = \sqrt[3]{\overline{a_A^2} + \overline{a_{BA}^2} - 2 \cdot \overline{a_A} \cdot \overline{a_{BA}} \cdot \cos \alpha}$$

де α – кут між $\overline{a_A}$ і $\overline{a_{BA}}$

$$\overline{a_B} = \sqrt[3]{7395^2 + 7698^2 - 2 \cdot 7395 \cdot 7698 \cdot 0,0387} \approx 10500 \text{ м/с}^2$$

Якщо виміряти довжину відрізка, тоді приходимо до результатів, що підтверджують обчислення $\overline{b} = 105,0$ мм, $\overline{a_B} = 10500$ м/с², при цьому відносна похибка обчислення a_B склала менше 3 %.

Висновки

З вищесказаного можна дійти до висновку, наскільки легко можна визначити швидкості і прискорення точок кривошипно-шатунного механізму компресора. За допомогою кінематичного аналізу можна підійти до першого етапу проектування механізму поршневого компресора, а надалі динамічного розрахунку. На практиці розрахунок виконується не на площині, а в просторі, але принципи розрахунку та побудови кінематичної схеми та планів швидкостей залишаються такими ж.

Література


- [1] Андреев В.И. Детали машин и основы конструирования / В.И. Андреев, И.В. Павлова. – СПб.: Лань, 2013. – 352 с.
- [2] Выгодский М.Я. Справочник по математике / М.Я. Выгодский. – М.: АСТ Астрель, 2015. – 509 с.
- [3] Котляров А.А. Теоретическая механика и сопротивление материалов / А.А. Котляров. – Ростов н/Д, 2014. – 318 с.
- [4] Мовнин М.С. Теоретическая механика / М.С. Мовнин, А.Б. Израелит. – Л.: Судостроение, 1964. – 355 с.
- [5] Смелягин А.И. Теория машин и механизмов. Курсовое проектирование / А.И. Смелягин. – М.: ИНФРА-М, 2014. – 263 с.
- [6] Сязин И.Е. Касьянов Г.И. Гусакаян А.В., ФГБОУ ВО, 2019.

Відомості про авторів

Віктор Матвеев, механік І-го розряду, старший викладач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, м. Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3826-7996](https://orcid.org/0000-0002-3826-7996).



RESEARCH OF THE ENERGY CHARACTERISTICS OF A WIND GENERATOR WITH A HYBRID INVERTER CONTROL SYSTEM

Nerubatskyi V., Hordiienko D. 

Ukrainian State University of Railway Transport, Ukraine

Abstract

Keywords:

Blade, control system, power electronics, semiconductor converter, wind energy, wind generator.

An analysis of the technical characteristics of the main types of wind generators is given. The question of the possibility of adjusting the speed of rotation of the wind generator blades, the parameters of the power semiconductor part, which ensures the mode of smooth start of the generator, is considered. Power converters are given and more modern control functions are described. A system of two-circuit self-regulation of the hybrid inverter is proposed. The study of transient processes of wind generator control by simulation modeling in the Matlab software is given.

Introduction

The world consumption of electricity is growing, so there is a demand for increased power. The production, distribution and use of energy must be as technologically efficient as there are opportunities and incentives for the end user to save energy. Energy regulation has reduced investments in large power plants, which means that the need for new sources of electricity may be very high in the near future [1, 2].

Two main trends will play an important role in solving future problems. One of them is to change the sources of electricity production from traditional, fossil and short-term sources of energy to renewable energy sources. Another provides for the use of highly efficient power electronics in electric power, transmission and distribution of electric power to end users [3, 4].

In classical energy systems, large power plants located in appropriate geographical points produce the majority of the energy, which is then transmitted over long distances by electric lines. Control centers constantly monitor and regulate the energy system to ensure the quality of electricity, namely the frequency and voltage [5, 6].

However, the overall power system is changing, with a large number of distributed generation units, including both renewable and non-renewable sources, such as wind turbines, wave generators, photovoltaic generators, small hydro, fuel cells and gas (steam) combined heat and power plants. There is widespread use of renewable energy sources in distribution networks [7, 8].

The main advantages of using renewable energy sources are the elimination of harmful emissions and inexhaustible primary energy resources [9, 10]. The availability of renewable energy sources has clear diurnal and seasonal patterns, and the demand for electricity from consumers can vary in characteristics. Therefore, it is difficult to operate a power system in which only renewable generation units are installed, due to differences in characteristics and high uncertainty in the availability of renewable energy sources.

Relevance of research

Wind turbine technology is one of the developing technologies for using renewable energy sources. According to research [11, 12], the technology used in wind turbines was initially based on a short-circuited rotor of an asynchronous generator connected directly to the network. Wind energy production initially did not affect the management of the power system, but now, due to the development of capacities, it must play an active role in the power system and requires new technical solutions.

According to research [13, 14], wind power pulsations are almost directly transmitted to the electrical network. In addition, there is no control of active and reactive power, which are usually important control parameters for frequency and voltage regulation. As the power range of turbines increases, these control parameters become increasingly important, and power electronics must be introduced as an interface between the wind turbine and the network.

Power electronics changes the basic characteristic of a wind turbine from an energy source to a source of active power [15, 16]. The technology used in wind turbines is not new, but it is relevant because it contributes to the development of semiconductor devices and the reduction of the price of power electronics.

The main material of the study

In recent years, the number of power electronics components has increased, mainly due to the development of semiconductor devices and microprocessor technology. A typical power system consisting of a power converter, a load (generator) and a control unit is shown in Fig. 1.

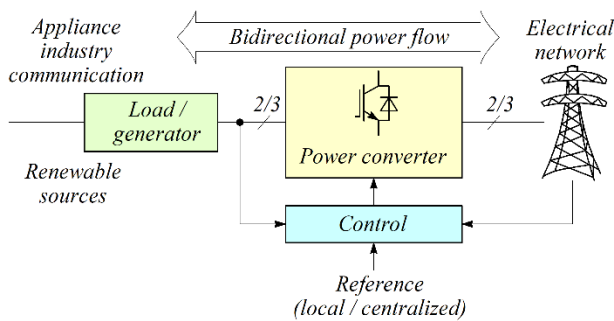


Figure 1. Wind energy conversion power system

The power converter is the interface between the load (generator) and the electrical network. Power can flow in both directions depending on the topology. The use of such a system raises concerns about three important issues. The first is reliability, the second is efficiency, and the third is cost. At present, the cost of power semiconductor devices decreases annually by 1...5 % with the same initial characteristics for the power electronic system. An example of an electronic system that is commercially available and competitive in power is the variable speed drive. The transformation of power electronics is reduced in volume and weight. A switch driver of this development is that power electronics technology is still in its infancy [17, 18].

Wind turbines capture wind energy using blades of a rotating aerodynamic structure and convert it into mechanical energy. The number of blades is usually three. Since the tip speed of the blade must be less than half the speed of sound, the rotational speed will decrease as the blade radius increases. For wind turbines with a capacity of several MW, the rotation frequency will be 10...15 rpm.

The most economical way to convert low-speed, high-torque power into electrical energy is to use a gearbox and a standard fixed-speed generator, as shown in Fig. 2.

Due to the operation at a fixed speed, wind speed fluctuations are transformed into mechanical

torque fluctuations. The advantage of fixed speed wind turbine is that it is simple, strong, reliable, has low power consumption and low cost of electrical part. Disadvantages of such a system are uncontrolled consumption of reactive power, mechanical loads and limited power quality control.

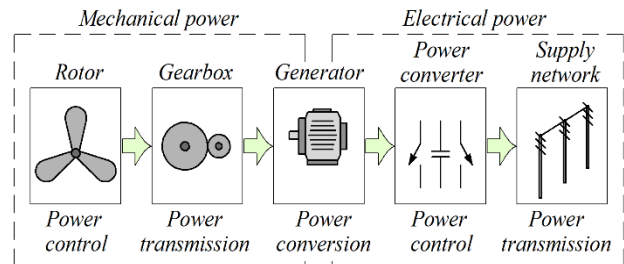


Figure 2. Conversion of mechanical wind energy

Wind turbines with adjustable speed are designed to achieve maximum aerodynamic efficiency in a wide range of frequencies. Variable speed operation can be continuously adapted (speeding up or slowing down the speed of the wind turbine) to the wind speed so that the blade speed ratio remains constant at a set value corresponding to the maximum power factor. Unlike a fixed-speed system, a variable-speed system keeps the generator torque nearly constant. From a wind turbine's perspective, the most important advantages of variable speed operation compared to conventional fixed speed operation are: reduced mechanical stress on mechanical components such as the shaft and gearbox, increased power output and reduced noise.

In addition, the presence of energy converters in wind turbines also provides high potential control capabilities for both large modern wind turbines and wind farms to meet the high technical requirements of grid operators, such as:

- adjustable active and reactive power (frequency and voltage control);
- quick response to transient and dynamic situations of the power system;
- impact on network stability and improvement of electricity quality.

The configuration of a variable-speed wind generator with full power conversion corresponds to a fully variable-speed wind turbine, with the generator connected to the grid through a full-scale frequency converter, as shown in Fig. 3.

The frequency converter performs reactive power compensation and smooth connection to the network for the entire speed range.

The generator can be electrically excited (synchronous generator with phase rotor WRSG) or with excitation from permanent magnets (synchronous generator with permanent magnets

PMSG). The stator windings are connected to the network through a full-fledged power converter.

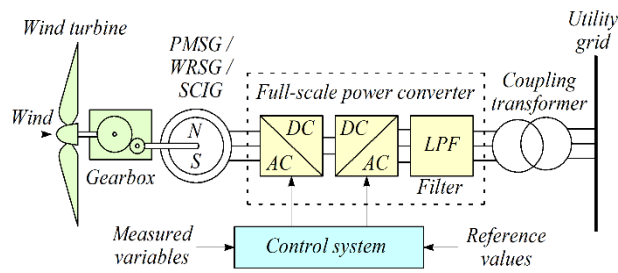


Figure 3. Type D wind turbine

To determine the energy characteristics of fourth-generation (type D) wind generators, a simulation was carried out in the Matlab software. The simulation model of the system "asynchronous wind generator – rectifier – hybrid inverter – electric three-phase network" is shown in Fig. 4.

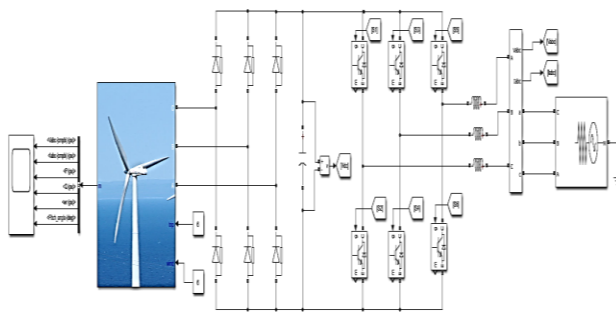


Figure 4. Simulation model of a wind turbine

The power characteristics of the wind turbine of the wind generator are shown in Fig. 5.

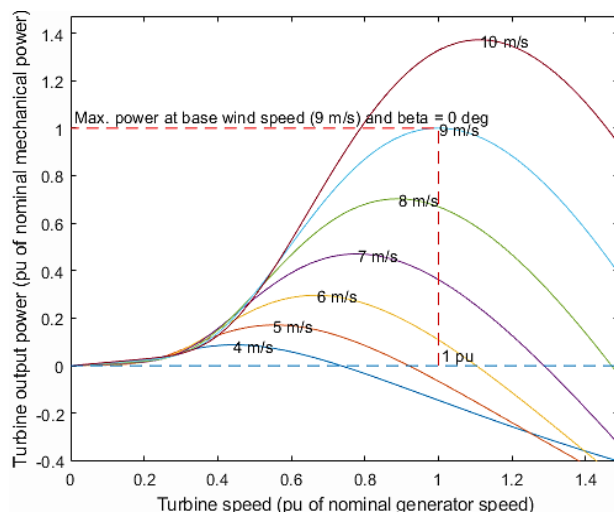


Figure 5. The family of energy characteristics of the wind generator (relative maximum power depending on the wind speed)

The control system of the hybrid inverter is implemented on the basis of pulse width modulation with a frequency of 1 kHz.

Thus, a two-loop system of autoregulation of the hybrid inverter was implemented, which was performed under the following conditions:

- maintaining the voltage in the direct current circuit higher than the line voltage of the network;
- maintenance of the power factor close to unity;
- the balance of the power of the wind generator and the power generated to the electric network from the hybrid inverter.

Conclusion

An analysis of the technical characteristics of the main types of wind generators was carried out, which showed that wind generators with adjustable blade rotation speed provide a smooth start-up mode.

A wind generator configuration with adjustable speed and full power conversion is presented. The frequency converter performs reactive power compensation and smooth connection to the network for the entire speed range.

A hybrid inverter control system is proposed, which provides electricity generation to a three-phase electric network in current source mode with a power factor close to unity and a fairly low content of higher current harmonics.

References

- [1] Chaudhuri A., Datta R., Kumar M. P., Davim J. P., Pramanik S. Energy Conversion Strategies for Wind Energy System: Electrical, Mechanical and Material Aspects. *Materials*. 2022. Vol. 15, No. 3, 1232. P. 1–36.
- [2] Fouad A., Alali Ch., Gainullina L. Increasing the efficiency of wind farms. *iPolytech Journal*. 2022. Vol. 26. P. 217–227. [doi:10.21285/1814-3520-2022-2-217-227](https://doi.org/10.21285/1814-3520-2022-2-217-227)
- [3] Cao D., Hu W., Zhao J., Zhang G., Zhang B., Liu Z., Chen Z., Blaabjerg F. Reinforcement learning and its applications in modern power and energy systems: A review. *J. Mod. Power Syst. Clean Energy*. 2020. Vol. 8, No. 6. P. 1029–1042.
- [4] Nerubatskyi V., Plakhtii O., Hordiienko D., Khoruzhevskiy H. Study of energy parameters in alternative power source microgrid systems with multilevel inverters. *International scientific journal «Industry 4.0»*. 2020. Vol. 5, Issue 3. P. 118–121.
- [5] Stock S., Babazadeh D., Becker C. Applications of Artificial Intelligence in Distribution Power System Operation. *IEEE Access*. 2021. Vol. 9. P. 150098–150119. [doi:10.1109/ACCESS.2021.3125102](https://doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3125102)

[6] Nerubatskyi V., Plakhtii O., Hordiienko D., Mykhalkiv S., Ravlyuk V. A method for calculating the parameters of the sine filter of the frequency converter, taking into account the criterion of starting current limitation and pulse-width modulation frequency. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 1, No. 8 (109). P. 6–16. [doi:10.15587/1729-4061.2021.225327](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.225327)

[7] Shourangiz-Haghighi A. Developing More Efficient Wind Turbines: A Survey of Control Challenges and Opportunities. *IEEE Industrial Electronics Magazine*. 2020. Vol. 14, No. 4. P. 53–64. [doi:10.1109/MIE.2020.2990353](https://doi.org/10.1109/MIE.2020.2990353)

[8] Hasan A., Elgammal T., Jackson R., Amano R. Comparative Study of the Inline Configuration Wind Farm. *Journal of Energy Resources Technology*. 2019. Vol. 142, No. 6. P. 1–23. [doi:10.1115/1.4045463](https://doi.org/10.1115/1.4045463)

[9] Ortega Izquierdo M., Del Rio P. An analysis of the socioeconomic and environmental benefits of wind energy deployment in Europe. *Renewable Energy*. 2020. Vol. 160. P. 1067–1080. [doi:10.1016/j.renene.2020.06.133](https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.06.133)

[10] Watson S., Moro A., Reis V., Baniotopoulos C., Barth S., Bartoli G., Bauer F. Future emerging technologies in the wind power sector: A European perspective. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019. Vol. 113, 109270. P. 1–21. [doi:10.1016/j.rser.2019.109270](https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109270)

[11] Muhammad Shahzad N., Nisar A., Muhammad B., Hafiz M. N. Potential environmental impacts of wind energy development. *A global perspective. Current Opinion in Environmental Science & Health*. 2020. Vol. 13. P. 85–90. [doi:10.1016/j.coesh.2020.01.002](https://doi.org/10.1016/j.coesh.2020.01.002)

[12] Jaen-Sola P., McDonald A. S., Oterkus E. Lightweight design of direct-drive wind turbine electrical generators: A comparison between steel and composite material structures. *Ocean Eng.* 2019. Vol. 181. P. 330–341. [doi:10.1016/j.oceaneng.2019.03.053](https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2019.03.053)

[13] Ohya Y., Karasudani T., Nagai T., Watanabe K. Wind lens technology and its application to wind and water turbine and beyond. *Renew. Energy Environ. Sustain.* 2017. Vol. 2. P. 1–6. [doi:10.1051/rees/2016022](https://doi.org/10.1051/rees/2016022)

[14] Torres-Madronero J. L., Alvarez-Montoya J., Restrepo-Montoya D., Tamayo-Avendano J. M., Nieto-Londono C., Sierra-Perez J. Technological and operational aspects that limit small wind turbines performance. *Energies*. 2020. Vol. 13, No. 22, 6123. DOI: [doi:10.3390/en13226123](https://doi.org/10.3390/en13226123)

[15] Qadr H. An Exploration into Wind Turbines, Their Impacts and Potential Solutions.

Journal of Environmental Science and Public Health. 2018. Vol. 2, Issue 1. P. 64–69. [doi:10.26502/jesph.96120029](https://doi.org/10.26502/jesph.96120029)

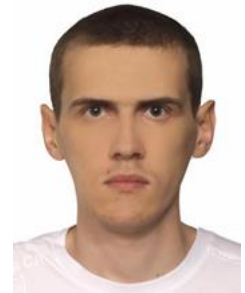
[16] Chandan R., Kiran T., Swapna G., Muni V. Intelligent control strategy for energy management system with FC/battery/SC. *Journal of critical reviews*. 2022. Vol. 7, Issue 2. P. 344–348. [doi:10.31838/jcr.07.02.66](https://doi.org/10.31838/jcr.07.02.66)

[17] Nerubatskyi V., Plakhtii O., Hordiienko D. Control and accounting of parameters of electricity consumption in distribution networks. *2021 XXXI International Scientific Symposium Metrology and Metrology Assurance (MMA)*. 2021. P. 114–117. [doi:10.1109/MMA52675.2021.9610907](https://doi.org/10.1109/MMA52675.2021.9610907)

[18] Nerubatskyi V. P., Plakhtii O. A., Hordiienko D. A., Syniavskiy A. V., Philipjeva M. V. Use of modern technologies in the problems of automation of data collection in intellectual power supply systems. *Modern engineering and innovative technologies*. 2022. Issue 19, Part 1. P. 38–51. [doi:10.30890/2567-5273.2022-19-01-058](https://doi.org/10.30890/2567-5273.2022-19-01-058)

Authors' information

Volodymyr Nerubatskyi, PhD, Associate Professor, Department of Electrical Energetics, Electrical Engineering and Electromechanics, Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkiv, Ukraine, [ORCID: 0000-0002-4309-601X](https://orcid.org/0000-0002-4309-601X).



Denys Hordiienko, Postgraduate, Department of Electrical Energetics, Electrical Engineering and Electromechanics, Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkiv, Ukraine, [ORCID: 0000-0002-0347-5656](https://orcid.org/0000-0002-0347-5656).



МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАСАЖИРСЬКИХ СУДЕН ПРИ ПРОВЕДЕНІ ЇХ РОЗМІРНОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ

Шумило О.М. [✉], Кононова О.М.

Одеський національний морський університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

модернізація, пасажирські судна, коефіцієнт енергоефективності, математична модель.

Розглянуто метод проведення модернізації круїзних суден, яка проводиться шляхом визначення оптимальних розмірів (довжини) додаткової вставки (секції) в районі мідель-шпангоуту, що ґрунтується на створенні математичної моделі за двома критеріями – прибутком і енергоефективністю, яка регламентується нормами і правилами, встановленими ІМО.

Вступ

Міжнародна морська організація (International maritime organization, далі ІМО) встановлює системні вимоги до забезпечення екологічності морських суден. Круїзні пасажирські лайнери займають серед них особливе місце, оскільки для них характерно значне споживання електроенергії, пару, холодної і гарячої води, генерація яких обумовлена використанням вуглеводного палива. Саме цей вид палива є основним джерелом забруднення атмосфери і збільшенням кількості парникових газів.

Проблеми захисту навколишнього середовища, з якими стикаються і борються людство на сучасному етапі свого розвитку, потребують системного і невідкладного вирішення. Зростання світової економіки обумовлює підвищення водотоннажності світового торговельного флоту – збільшення потужності енергоустановок і споживання палива, як результат – зростання викидів відпрацьованих газів.

Доля забруднення навколишнього середовища в світі, що припадає на судноплавство складає 3% на вуглекислий газ (CO₂), 15% оксидів азоту (NO_x) і 13% оксидів сірки (SO_x) [1].

Актуальність досліджень

До боротьби світового співтовариства з екологічними загрозами активно долучилась ІМО, яка прийняла ще в 1973 році Міжнародну конвенцію щодо запобігання забрудненню з суден (The International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, MARPOL 73/78) [2] – головний нормативно-правовий документ, що регламентує процедури і правилами, пов'язані з захистом та ліквідацією забруднення морського

середовища з різних джерел і встановлення відповідальності. Правила, які охоплюють різноманітні джерела забруднення з суден, містяться в шести додатках. Додаток VI встановлює щодо запобігання забрудненню атмосфери з суден які набрали чинності з 01.01.2005 р. і закріплює правила обмеження і запобігання повітря в результаті викидів оксиду сірки, азоту та інших шкідливих викидів, включаючи тверді частинки.

За останні двадцять років людство стикається з ще однією небезпечною загрозою – кліматичні зміни, сталі підвищення температури планети, які викликані техногенними факторами різнобічної діяльності людини. Морська спільнота за лідерством ІМО не залишається в стороні від вирішення цих викликів: було прийнято відповідне рішення комітету ІМО по захисту морського середовища (MEPS – The Marine Environment Protection Committee), яке оформлене у вигляді резолюції MEPS.203 (63). Згідно цієї резолюції конвенція MARPOL 73/78 15.07.2011 була доповнена розділом IV, до складу якого було додано правило 19 – застосування; правило 20 – досягнутий коефіцієнт енергоефективності EEDI (Energy Efficiency Design Index); правило 21 – необхідний (потрібний, допустимий) коефіцієнт енергоефективності EEDI; правило 22 – план управління енергоефективності (Ship Energy Management plan, SEEMP); правило 23 – сприяння технічному співробітництву і передачі технологій (Promotion of technical cooperation and technology transfer).

Викладення основного матеріалу

Коефіцієнт енергоефективності EEDI покликаний стимулювати використання двигунів,

установок і обладнання, що в меншій мірі забруднюють довкілля (тобто більш енергоефективних). З 01 січня 2013 р., після початкового етапу, що розпочався з 01 липня 2011 року, що проектується повинно мати енергоефективність, визначену коефіцієнтом EEDI, що повинна не перевищувати допустимий (граничний, еталонний) рівень енергоефективності. Цей рівень повинен підвищуватись кожні п'ять років, що ставить за мету запроваджувати нововведення, винаходи, останні дослідження науково-технічного прогресу в галузі морської інженерії, які здійснюють вплив на ефективність використання палива, починаючи зі стадії проектування судна.

EEDI являє собою визначене значення для конкретного проекту судна, яке розраховується в грамах діоксиду вуглецю (CO₂) у відношенні місткості судна на морську милю – найменше значення EEDI характеризує судно як більш енергоефективне. Рівень скорочення викидів CO₂ (г/тона·миль) для першого етапу (фази) встановлено на рівня 10% і буде посилено кожні п'ять років, щоб відповідати сучасному рівню розвитку техніки щодо підвищення енергоефективності і скорочення викидів.

Зменшення значень коефіцієнтів EEDI були встановлені на період до 2025 року і далі, коли для визначених типів суден скорочення передбачено на 30%, яке розраховується на основі контрольної (еталонної) лінії, що являє собою середню ефективність для суден, які побудовані в період 2000 по 2010 роки. Коефіцієнт EEDI було розроблено для найбільших і найенергоємніших сегментів світової торговельного флоту і охоплює наступні типи суден: танкері, балкері, газовози, універсальні судна, контейнеровози, рефрижераторні і комбіновані судна. В 2014 році МЕРС прийняв поправки до правил для визначення EEDI, щоб розширити сферу дії цього коефіцієнту на: газовози, Ро-Ро, пасажирські судна. Ці поправки означали, що типи суден, які відповідають за 85% викидів CO₂ світового судноплавства, включені в міжнародний режим регулювання.

З 2012 р. Комітетом по захисту морського судноплавства (МЕРС) прийнято поправки в наступні керівні документи, зосереджених на реалізацію обов'язкових правил з забезпечення енергоефективності суден в додатку VI до конвенції MARPOL 73/78:

- 2014, Керівництво щодо обстеження та сертифікації індексу проектування енергоефективності EEDI зі змінами;
- 2014, Керівництво щодо методу розрахунку досягнутого (допустимого) індексу енергоефективності для нових суден зі змінами;

- 2013, Керівництво щодо розрахунку допустимих (референтних) ліній для визначення коефіцієнтів енергоефективності EEDI;

- 2013, Керівництво щодо розрахунку допустимих (референтних) ліній для використання з індексом проектування енергоефективності для крупних пасажирських суден з традиційною силовою установкою;

- 2013, Тимчасові рекомендації визначення мінімальної потужності руху в несприятливих умовах;

- 2016, Керівництво з розробки плану управління енергоефективністю судна (ship energy efficient management plan, SEEMP);

- 2013, Керівництво з використання інноваційних технологій щодо забезпечення енергоефективності досягнутого (проектного) EEDI суден.

Енергоефективність морських суден завжди грала ключову роль в процесі проектування, побудови, експлуатації і модернізації. Яку традиційно визначали коефіцієнтом корисної дії або витратою палива, хоча ефективність витрати палива і визначається к.к.д. Ці величини відіграють фундаментальну роль у визначенні енергетичної і економічної ефективності, але не дозволяють визначити вплив парникових газів, і насамперед діоксиду вуглецю CO₂.

Перед світовим співтовариством постає суттєва дилема: перша – необхідність забезпечити зростання глобальної економіки, що нерозривно пов'язано зі зростання водотоннажності світового флоту і, як наслідок збільшенням потужності суднових енергетичних установок, друга – зменшити вплив парникових газів, насамперед CO₂, при забезпеченні зростання економіки. Іншими словами, потрібно встановити відповідний критерій, що вимірюється в умовних координатах «шкода-користь». Такий критерій було запропоновано ІМО – це коефіцієнт енергоефективності суден EEDI і надані рекомендації щодо його кількісного визначення. Основний сенс формули, що запропонована для оцінки негативного впливу – шкода визначається масою CO₂, користь – масою вантажу помноженою на відстань його доставки

$$EEDI = \frac{\text{маса } CO_2}{\text{маса вантажу} \cdot \text{відстань}}$$

Правило 20 розділу Додатка IV Конвенції MARPOL 73/78 у відповідності до резолюції 203 (62) Комітету з безпеки на морі встановлює норми при:

- визначенні розрахункового коефіцієнту EEDI;

– для сіх нових суден, контракт на будівництво якого укладено на 01 липня або на суттєву його модернізацію;

Значення коефіцієнта EEDI повинно бути визначено для кожного судна, що відображається у відповідних супроводжувальних документах.

Розрахунковий коефіцієнт EEDI визначається у відповідності до керівництва схваленого резолюцією комітету по захисту морського середовища MEPS. 245 (66), згідно з яким розрахункова формула EEDI має вигляд

$$EEDI = \frac{\left(\prod_{j=1}^M f_j \right) \left(\sum_{i=1}^{nME} P_{MEi} C_{FMEi} SFC_{MEi} \right) + \left(P_{AE} C_{FAE} SFC_{AE}^* \right)}{f_i f_c f_l \text{ capacity } f_w V_{ref}} + \frac{\left(\left(\prod_{j=1}^M f_j \sum_{i=1}^{nPTI} P_{nPTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{effi} P_{AEeffi} \right) C_{FAE} SFC_{AE} \right)}{f_i f_c f_l \text{ capacity } f_w V_{ref}} - \frac{\left(\sum_{i=1}^{neff} f_{effi} P_{effi} C_{FME} SFC_{ME} \right)}{f_i f_c f_l \text{ capacity } f_w V_{ref}}, \quad (1)$$

де SFC – питома ефективна головних (індекс ME), допоміжних двигунів (індекс AE), г/(кВт/год);

$Capacity$ – фактор, що визначається наступним чином: для суховантажів, наливних суден, газозовів, вантажних суден типу Ro-Ro, універсальних суден для перевезення генеральних вантажів приймається рівною дедвейту, т; для пасажирських суден, в тому числі вантажопасажирські пороми приймаються рівною валовій місткості судна, т; для контейнерних суден – 70% від дедвейту;

C_F – коефіцієнт кореляції (безрозмірний) між витратою палива і кількістю оксиду вуглецю CO_2 , що утворюються при згорянні відповідного виду палива в дизелі, який визначається вмістом вуглецю;

V_{ref} – швидкість судна, що забезпечується максимально допустимою пропульсивною потужністю двигунів, вузли;

P_{MEi} – потужність приймається рівною 75% від номінальної встановленої потужності кожного головного двигуна (i -го) після врахування потужності, що підводиться до валогенераторів (P_{PTOi}), кВт;

P_{PTOi} – потужність приймається рівною 75% від потужності кожного валогенератора, кВт;

P_{PTIi} – потужність визначається лише у разі наявності пристроїв проведення додаткової потужності до валопроводів (окрім головних двигунів), що входять до складу пропульсивного комплексу, кВт;

P_{effi} – потужність приймається рівною 75% від потужності вробленої з використанням інноваційних технологій (без використання палива) та враховується до загальної пропульсивної потужності, кВт;

P_{AEeffi} – потужність, що складає 75% від потужності допоміжних двигунів в результаті використання інноваційних технологій для зменшення витрат палива дизель-генераторів, кВт;

P_{AE} – сумарна потужність допоміжних двигунів, необхідна для забезпечення всіх споживачів електричною енергією на ходовому режимі, кВт;

f_j – поправочний коефіцієнт, що враховує специфічні конструктивні елементи судна;

f_i – коефіцієнт, що враховує необхідність (технічних і правових) обмежень дедвейту і розраховується за рівняннями для суден льодового класу;

f_{effi} – коефіцієнт, що враховує впровадження і застосування на судні відповідних енергоефективних технологій;

f_c – коефіцієнт, що враховує валовий обсяг вантажних приміщень;

f_l – коефіцієнт, що враховує компенсацію втрат дедвейту для суден, обладнаних вантажними кранами;

f_w – хвильовий коефіцієнт, що враховує зменшення швидкості руху судна при погіршенні метеорологічних умов.

Формула (1) носить універсальний характер для всіх типів суден. Сучасні круїзні лайнери, які застосовують пропульсивні установки з електричними приводами, обладнаними синхронними двигунами, мають об'єднану енергосистему, генератори (дизельні або турбінні) якої здійснюють живлення тягових двигунів, допоміжних загальносуднових механізмів і спеціальних систем, орієнтованих на забезпечення пасажирів. Таким чином формула (1) може бути перетворена і подана у наступному вигляді:

$$EEDI = \frac{\left(\prod_{j=1}^M f_j\right) \left(\sum_{i=1}^{n_{DG}} P_{DGi} C_{FDGi} SFC_{DGi}\right)}{f_i f_c f_l \text{ capacity } f_w V_{ref}} - \frac{\left(\sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{effi} P_{DGeffi}\right) C_{FDGi} SFC_{DGi}}{f_i f_c f_l \text{ capacity } f_w V_{ref}} - \frac{\left(\sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{effi} P_{effi} C_{FDGi} SFC_{DGi}\right)}{f_i f_c f_l \text{ capacity } f_w V_{ref}}, \quad (2)$$

де n_{DG} – число дизель-генераторів

$\sum_{i=1}^{n_{DG}} P_{DGi}$ – фактична сумарна експлуатаційна потужність дизель-генераторів, кВт;

$$\sum_{i=1}^{n_{DG}} P_{DGi} = 0,75 MCR_{DG},$$

C_{FDG} – коефіцієнт кореляції (безрозмірний) між витратою палива і кількістю оксиду вуглецю CO_2 , що утворюються при згорянні відповідного виду палива в дизелі, який визначається вмістом вуглецю;

SFC_{DG} – питома ефективна для дизель-генераторів, г/(кВт/год);

$P_{DG,eff}$ – потужність, яка генерується з застосуванням енергії відпрацьованих газів дизель-генераторів.

$P_{E,eff}$ – потужність, яка виробляється інноваційними енергоефективними пристроями, і використовується для зменшення потужності дизель-генераторів, кВт;

$capacity$ – характеристика, яка для пасажирських суден визначається через величину валової місткості судна GT , яка визначається міжнародною конвенцією «Про вимірювання місткості суден» 1969 року ;

V_{ref} – швидкість судна, що забезпечується максимально допустимою пропульсивною потужністю електродвигунів, вузли.

У відповідності до правила 21 було введено поняття як граничне (обов'язкове, обмежувальне) значення коефіцієнту (required EEDI), яке розповсюджуються на всі нові судна та судна, що провели глибоку модернізацію, тому це дало можливість морським адміністраціям розглядати їх як нові судна. Згідно з цим правилом умова яка повинна виконуватись при проектуванні і модернізації суден

$$EEDI \leq [EEDI] \quad (3)$$

де $EEDI$ – розрахункове (досягнуте, attained) значення коефіцієнта енергоефективності; $[EEDI]$ – допустиме (required), граничне значення коефіцієнта енергоефективності.

Під егідою Міжнародної морської організації було проведено комплексні дослідження, на базі отриманих результатів яких запропоновано визначати коефіцієнт EEDI у вигляді графічної функції залежності цього коефіцієнту від дедвейту або гросс тонуажу (gross tonnage GT), які рекомендовано зображати у вигляді еталонних ліній (reference lines) для різних типів суден (суховантажів, балкерів, танкерів, газозовів, контейнеровозів та інше). Резолюція 231 (65) Комітету по захисту навколишнього середовища (MEPC) затвердила «Керівництво з розрахунку еталонних ліній для використання при визначенні коефіцієнту енергоефективності». Еталонна лінія (reference line) – це лінія, що являє собою усереднену криву, яка визначена за індивідуальними значеннями конкретної групи суден. За допомогою апроксимації сімейства EEDI кривих з використанням степеневі функції було отримано рівняння виду

$$[EEDI] = a \cdot b^{-c}, \quad (3)$$

де a, c – коефіцієнти [2];

b – аргумент функції, який має значення дедвейта DW для суховантажних, рефрижераторних суден, контейнеровозів, танкерів, балкерів, суден типу Ro-Ro і гросс тонуажу GT для пасажирських суден. Для останніх рівняння (3) можна переписати у вигляді степеневі функції

$$f(GT) = [EEDI] = a \cdot GT^{-c}, \quad (4)$$

де $a=170,84, c=0,214$ – коефіцієнти, які отримані в результаті кореляційно-регресійного аналізу [2].

Рівняння (4) дозволяє побудувати обмежувальні криві на викиди CO_2 . Правило 21 Додатку VI Конвенції MARPOL 73/78 вимагає від судновласників зменшувати величину $[EEDI]$ і положення обмежувальної кривої $[EEDI] = (DWT, GT)$ кожні п'ять років на величину X , що вимірюється у відносних одиницях.

Для суден, перерахованих у Правилах 2.25-

2.31, 2.33-2.35 і 2.39 передбачено збільшення вимог щодо обмежувальної кривої $[EEDI]$: поетапного, кожні п'ять років зменшення $[EEDI]$ на величину коефіцієнта X , що отримав назву коефіцієнта зменшення (reduction factor) $[EEDI]_i = \left(1 - \frac{X_i}{100}\right) [EEDI]_{i-1}$.

Для кожного етапу (фази) допустиме значення коефіцієнту

$$\begin{cases} [EEDI]_{phase1} = \left(1 - \frac{X_{phase1}}{100}\right) [EEDI]_{phase0} \\ [EEDI]_{phase2} = \left(1 - \frac{X_{phase2}}{100}\right) [EEDI]_{phase1} \\ [EEDI]_{phase3} = \left(1 - \frac{X_{phase3}}{100}\right) [EEDI]_{phase2} \\ [EEDI]_{phase4} = \left(1 - \frac{X_{phase4}}{100}\right) [EEDI]_{phase3} \end{cases}, \quad (5)$$

Правило 21 встановлює вимоги щодо граничних значень етапів та темпів зменшення значення $[EEDI]$. Етапи (фази), які регламентуються цим правилом, мають наступну тривалість:

- початковий (phase 0) з 01.12.2013 до 31.12.2014;
- перший (phase 1) з 01.01.2015 до 31.12.2019;
- другий (phase 2) з 01.01.2020 до 31.12.2024;
- третій (phase 3) з 01.12.2025 і далі.

Рівняння (5) дає можливість побудувати сімейство граничних кривих для кожного зі згаданих етапів.

В роботі [3] було здійснено аналіз факторів, що впливають на конкурентоздатність круїзних компаній, в якому, на жаль, не приділено уваги екологічній привабливості і, зокрема не враховано фактору ефективності використання палива і зменшення кількості парникових викидів. Цю місію виконує коефіцієнт енергоефективності, що в розглядається цій роботі. У зв'язку з чим виникла необхідність провести ґрунтовну оцінку відповідності значень коефіцієнтів $EEDI$ суден провідних компаній, розрахованих за формулою (2), сучасним вимогам, що нормуються правилом 21 Додатку VI Конвенції MARPOL 73/78.

З метою визначення відповідності енергоефективності круїзних лайнерів найбільших світових компаній новітнім вимогам правила 21 Додатку VI Конвенції MARPOL 73/78 було проведено відповідний аналіз, що ґрунтувався на застосуванні рівнянь (2) і (5). На рис.1 і 2 представлені результати таких розрахунків для лайнерів 16 найвідоміших круїзних компаній, де показано, що всі судна відповідають нормам енергоефективності для встановленого періоду

введення до експлуатації. Зокрема, найбільший коефіцієнт $EEDI$ мають судна: Queen Elizabeth (1965 р.) компанії Gunard Line, Amsterdam (2000 р.) компанії HOLLAND LINE, Oceania Regatta (1998 р.), Oceania Insignia (1998 р.), Oceania Nautica (1998 р.), Oceania Sirena (1998 р.), Oceania Riviera (1998 р.) компанії Oceania. В той же час слід підкреслити, що судна останніх років спорудження мають коефіцієнт $EEDI$, що значно менше ніж допустимі, регламентовані обмежувальною лінією і після 2025 року спорудження.

Необхідно зазначити, що низка суден, незважаючи на те, що вони споруджені біля двадцяти років тому, мають коефіцієнт енергоефективності $EEDI$, суттєво менший ніж вимоги правила 21 для третьої фази (при тому, що вона набирає чинності після 2025 р.). Мова йде про лайнери (рис.1 і рис.2): Carnival Miracle (2004) компанії Carnival, Queen Mary 2 (2003) компанії Gunard Line, Hamburg (1997), Deutschland (1988), Amadea (1991), Amera (2002) компанії PHOENIX, Seven Seas Voyager (2003) компанії Regent Seven Seas, Brilliance of the Seas (2002) компанії Royal Coribbean, Mein Schiff 1 (1996) компанії TUI.

Модернізація суден традиційно вважалась дуже ефективним інструментом підвищення конкурентоздатності судноплавних компаній, особливо тих, які займаються круїзним бізнесом. В роботі [4] проведено дослідження щодо визначення оптимальних розмірів подовження суден при проведенні розмірної модернізації. Саме такий вид переобладнання (конверсії) суден зі збільшенням розмірів відіграє особливу роль в проведенні модернізації, оскільки при цьому створюється нове судно, яке відрізняється від прототипу морехідними якостями, техніко-економічними, техніко-експлуатаційними і безпековими характеристиками.

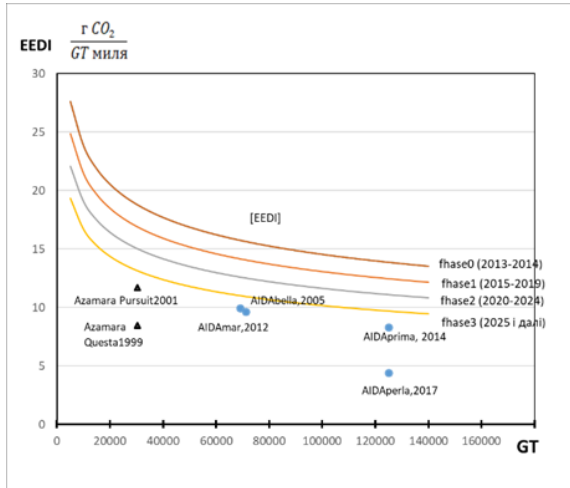
Математична модель оптимального визначення додаткової секції пасажирського судна була запропонована в роботі [4], в якій цільова функція, виходячи з планових цілей компанії, є максимізація отриманого додаткового прибутку

$$\begin{cases} F(x) = \Delta P = \Delta R(x) - \Delta C(x) \rightarrow \max \\ g_1(x) \leq E_m \\ g_2(x) \leq E_E \\ g_3(x) \leq E_O \\ g_4(x) \leq E_{SH} \\ 1 \leq x \leq [l_c]/b_{кт} \\ x = n_{кт} \end{cases} \quad (6)$$

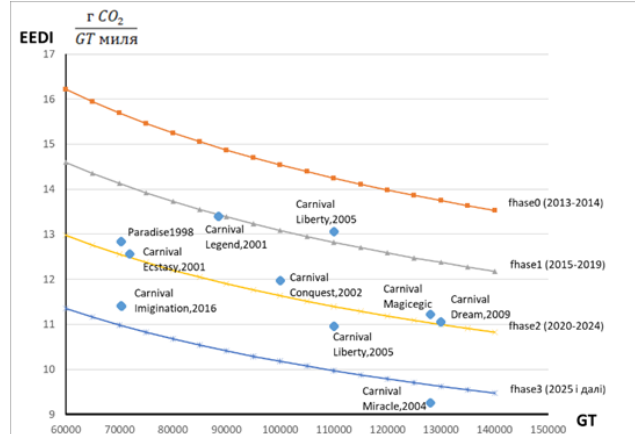
де ΔP – додатковий прибуток від модернізації судна (застосування додаткової секції); $\Delta R(x)$ – додатковий дохід від експлуатації модернізованого судна;

$\Delta C(x)$ – додаткові витрати на проектування, виробництво, монтаж модернізованого судна;
 $g_1(x)$ – функція вартості проведення модернізації;
 $g_2(x)$ – функція вартості встановлення додаткового обладнання;
 $g_3(x)$ – функція експлуатаційних витрат;
 $g_4(x)$ – функція витрат по забезпеченню умов міцності корпусу;

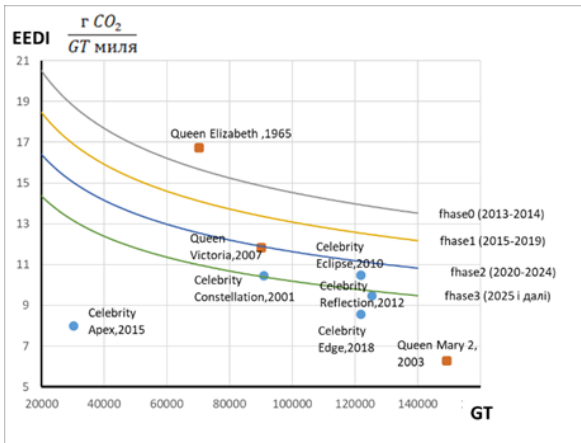
$[L_c]$ – допустима довжина додаткової секції, що визначається з урахуванням вимогами конвенції MARPOL 73/78.
 $b_{кт}$ – ширина каюти в додатковій секції;
 $n_{кт}$ – кількість кают в додатковій секції;
 E_m, E_E, E_O, E_{SH} – розмір фінансових обмежень на модернізацію, встановлення додаткового обладнання, експлуатаційні витрати.



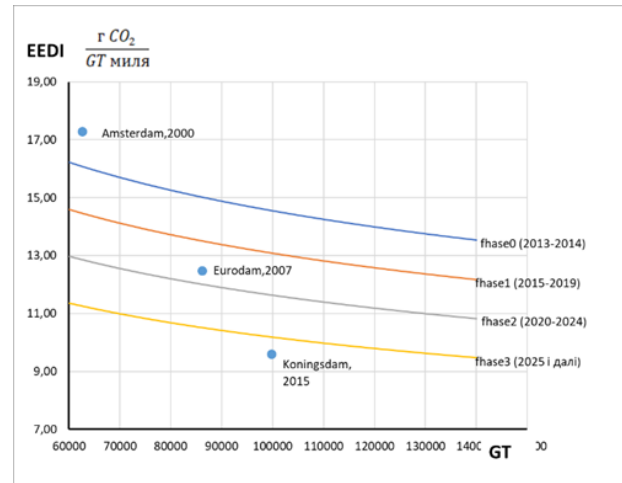
а



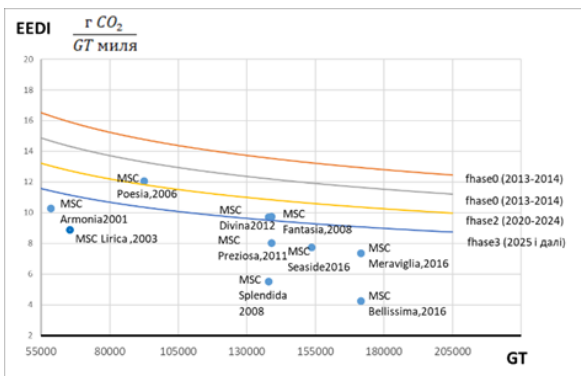
б



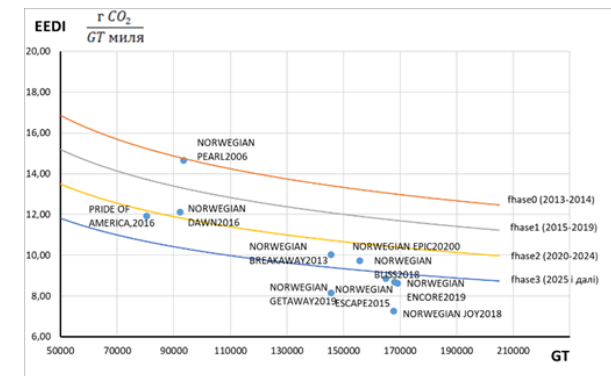
в



г

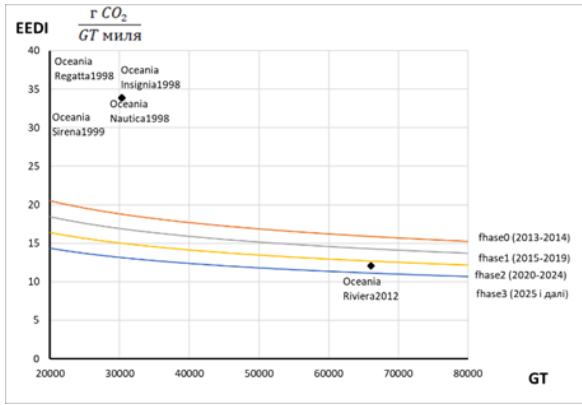


д

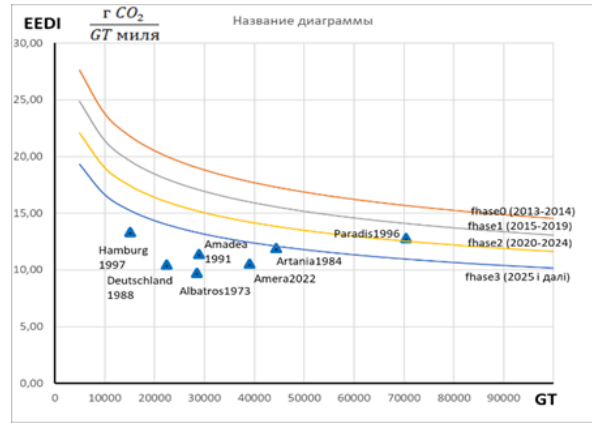


е

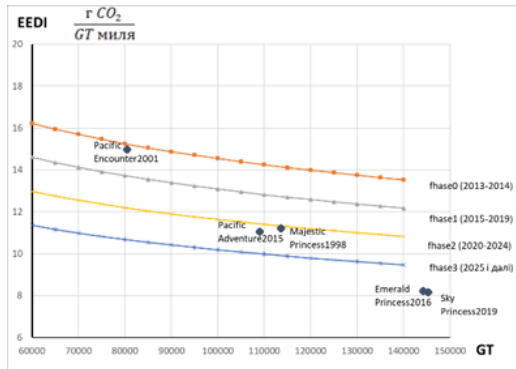
Рисунок 1. Результати розрахунку коефіцієнтів енергоефективності і порівняння їх з еталонними кривими для круїзних суден компаній AZAMARA і AIDA (а), CARNIVAL (б), GUNARD LINE і CELEBRITY (в), HOLLAND LINE (г), MSC Cruises (д), NCL (е)



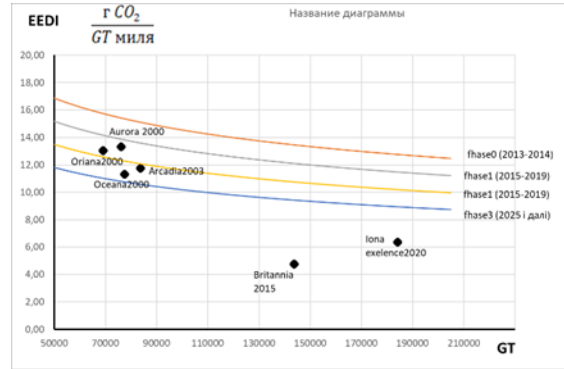
а



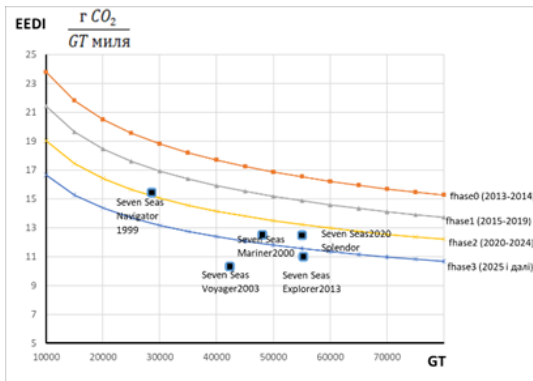
б



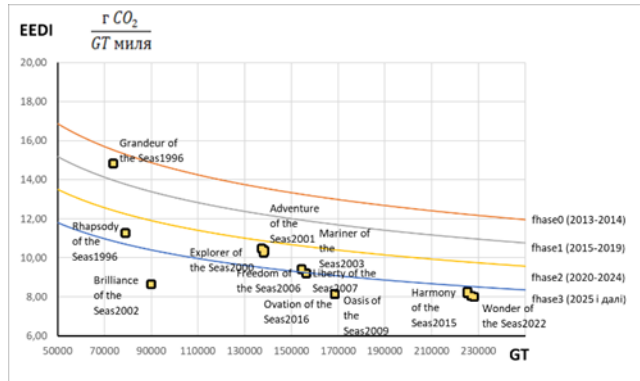
в



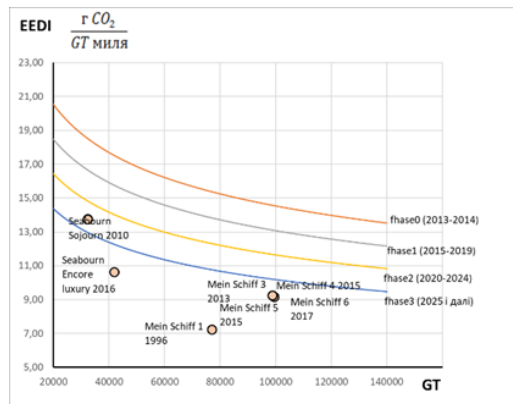
г



д



е



ж

Рисунок 2. Результаты розрахунку коефіцієнтів енергоефективності і порівняння їх з еталонними кривими для круїзних суден компаній OCEANIA (а), PHOENIX (б), PRIENCES cruises (в), P&O (г), REGENT SEVEN SEAS (д), ROYAL CORIBBEAN (е), TUI та SEABOURN (ж)

Міжнародна морська організація регламентує норми енергоефективності не тільки для нових суден, але й до суден, що зазнали таких видів модернізації як переобладнання (конверсія) і модернізація СЕУ. Резолюціями комітету з безпеки на морі МЕРС 203.(62) і МЕРС 251.(66) було внесено відповідні поправки до розділів I і II конвенції MARPOL 73/78, в яких для суден, що пройшли модернізацію, визначаються додаткові вимоги щодо перерахунку коефіцієнту *EEDI* і порівнянні його з допустимим значенням [*EEDI*].

Таким чином розглянуті вимоги щодо модернізації суден змушують переглянути модель (6) – провести аналіз її адекватності з урахуванням сучасних вимог. Іншими словами, задача полягає в досягненні в оптимального значення не тільки прибутку, але й енергоефективності судна, яка визначається коефіцієнтом *EEDI*. З

цією метою необхідно запропонувати ще один критерій, за яким буде визначатись оптимальна довжина судна (довжина секційної вставки). Цим критерієм виступає забезпечення належного рівня енергоефективності – коефіцієнту енергоефективності *EEDI*, що спонукає модернізувати модель (6) і розробити ще одну цільову функцію.

При створенні другої цільової функції необхідно виходити з умови забезпечення енергоефективності, тобто нерівності (3), спираючись на яку запишемо у вигляді різниці допустимого і розрахункового значення, яка повинна прямувати $F_2(x) = \Delta EEDI = [EEDI] - EEDI$ до позитивного значення конкретної величини *A*, яка безпосередньо встановлюється судовласником. З урахуванням рівнянь (2) і (4) цільова функція прийме вигляд

$$F_2(x) = \Delta EEDI = [EEDI] - EEDI = 170,84 \cdot GT^{-0,214} - \frac{\sum_{i=1}^{n_{DG}} P_{DG_i} C_{FDG_i} SFC_{DG_i} + \sum_{i=1}^{n_{wr}} P_{DG_{EHRi}} C_{FDG_i} SFC_{DG_i}}{f_i f_c GT f_w V_{ref}} + \frac{\sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{eff_i} P_{E_{eff}} C_{FDG} SFC_{DG}}{f_i f_c GT f_w V_{ref}} + A, \tag{7}$$

У загальному вигляді, схематично процес ітераційного процесу можна представити у вигляді рис. 3. Зі збільшенням довжини проміжної секції функція (7) може спадати, оскільки збільшення величини *GT* її зменшує, або зростати, що викликано збільшенням числа пасажирів і генеруючих потужностей судна. Функція досягне оптимума при прийнятному наближенні до позитивної величини *A* ($г \cdot CO_2 / GT \cdot \text{миля}$), яка приймається відповідно до технічного завдання.

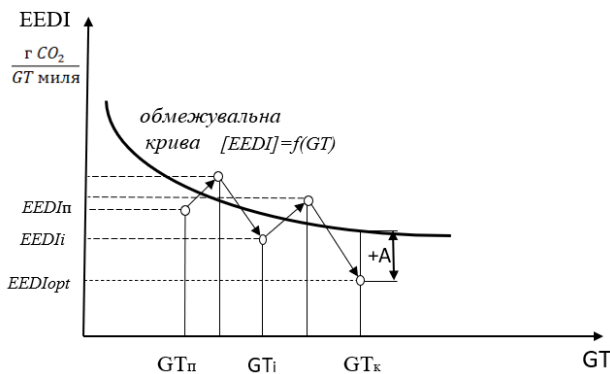


Рисунок 3. Схема визначення потрібних значень коефіцієнту енергоефективності при проведенні розмірної модернізації круїзного судна: *GTп*, *GTк*, *GTі* – початкові, кінцеві і поточні значення грощ тону, *EEDIп*, *EEDIі*, *EEDIopt* – початкові, поточні і оптимальні значення функції енергоефективності.

Таким чином, отримуємо двокритеріальну модель оптимального визначення розмірів круїзного судна – додаткової секції і судна в цілому.

$$\left\{ \begin{aligned} F_1(x) &= \Delta P = \Delta R(x) - \Delta C(x) \rightarrow \max \\ F_2(x) &\rightarrow +A \\ g_1(x) &\leq E_m \\ g_2(x) &\leq E_E \\ g_3(x) &\leq E_O \\ g_4(x) &\leq E_{SH} \\ 1 &\leq x \leq [l_c] / b_{кт} \\ x &= n_{кт} \end{aligned} \right. \tag{8}$$

Висновки

У роботі проведено аналіз енергоефективності суден провідних світових компаній, який можна застосовувати для визначення їх модернізаційної привабливості, запропоновано двокритеріальну модель здійснення розмірної модернізації пасажирського судна з визначенням довжини додаткової секції і судна за критеріями забезпечення найбільшої прибутковості і проектної енергоефективності.

Література

[1]. Global Forum on Transport and Environment in a Globalising World 10-12 November

2008, Guadalajara, Mexico. The Environmental Impacts of Increased International Maritime Shipping. Oyvind Endresen and Magnus Eide, Det Norske Veritas, Høvik, Stig Dalsøren and Ivar S. Isaksen, University of Oslo and Eirik Sorgård, Pronord AS, Bodo, Norway. Електронний ресурс. Режим доступу: <https://www.oecd.org/green-growth/greening-transport/41373767.pdf>

[2]. Міжнародна конвенція щодо запобігання забрудненню з суден 1973 року з поправками. Електронний ресурс. Режим доступу: [Imo.org/en/About/Conventions/Pages/International-Convention-for-the-Prevention-of-Pollution-from-Ships-\(MARPOL\).aspx#:~:text=The%20International%20Convention%20for%20the,2%20November%201973%20at%20IMO.](https://www.imo.org/en/About/Conventions/Pages/International-Convention-for-the-Prevention-of-Pollution-from-Ships-(MARPOL).aspx#:~:text=The%20International%20Convention%20for%20the,2%20November%201973%20at%20IMO.)

[3]. Резолюція комітету з захисту морського середовища Міжнародної морської організації 231(65). 2013 Guidelines for calculation of reference lines for use with the energy efficiency design index (EEDI) (Електронний ресурс. Режим доступу: [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.231\(65\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.231(65).pdf)

[4]. Шумило О.М. Визначення оптимальних розмірів подовження пасажирських суден при їх модернізації // Розвиток транспорту: Науковий журнал. - № 1 (12), 2022. - С. 89-104.

[5]. Гундобин А.А., Финкель Г.Н. Размерная модернизация и переоборудование судов: монография. Ленинград: Судостроение, 1977, 192 с.

Відомості про авторів

Олександр Шумило, к.т.н., професор, проректор з науково-педагогічної роботи, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, ORCID: 0000-0003-0574-1954.



Ольга Кононова, к.т.н., доцент кафедри «Машинознавство», Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, ORCID: [0000-0001-6966-7223](https://orcid.org/0000-0001-6966-7223).



ОЦІНКА ВЗАЄМОЗВ'ЯЗКУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СУДНОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДВИГУНА

Берестовой І.О.^{1✉}, Гудь В.Р.¹

¹Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», Україна

Анотація

Ключові слова:

малообертний двигун, взаємозв'язок параметрів, енергетичні показники, діаметр, хід поршня.

В статті встановлено взаємозв'язок між головними геометричними характеристиками циліндро-поршневої групи, такими як діаметр і хід поршня, та енергетичними показниками роботи дизельного двигуна, такими як потужність, оберти та середній ефективний тиск. Отримані результати дослідження дозволяють провести оцінку енергоефективності: вибору моделі двигуна під час новобудови або реновації суден; двигуна відносно аналогічних моделей інших фірм; реалізованих конструктивних рішень в двигунах відносно один одного.

Вступ

Опис процесу перетворення енергії в циліндрі двигуна може бути складним через велику кількість чинників, які впливають на цей процес. Деякі з них є незмінними для двигуна: об'єм камери згоряння, хід поршня, діаметр циліндру, розташування форсунок та організація системи охолодження. Інші чинники можуть залежати від типу конструкції та можуть змінюватись або не змінюватись, наприклад, кут випередження палива, фази газообміну та характер впорскування. Крім того, є змінні чинники, такі як кількість подачі палива, навантаження на двигун, тиск та температура наддування.

У двигунах одного типу від одного виробника зазвичай спостерігаються типові значення таких параметрів, як розташування форсунок, організація системи охолодження, форма камери згоряння, кут випередження палива, фази газообміну, характер впорскування та ступінь стисання.

Тому при дослідженні енергетичних показників однакових типів двигунів одного виробника основними факторами, які впливають на ці показники, будуть хід поршня та діаметр циліндру.

Актуальність досліджень

Порівняльна оцінка енергоефективності двигунів проводиться на основі кількох показників, таких як потужність, коефіцієнт корисної дії,

оберти колінчатого валу, кількість шкідливих викидів, масогабаритні показники та інші. Однак при порівняльній оцінці різних типів, моделей та фірм двигунів, є необхідність оцінки впливу базових конструктивних характеристик двигунів, таких як діаметр та хід поршня, на енергетичні показники [3,4,5], щоб врахувати цей вплив, та виявити енергоефективні вже реалізовані вдосконалення, для їх впровадження до інших типів та моделей двигунів.

Оцінка впливу базових конструктивних характеристик двигуна на його енергетичні показники також дозволяє вибирати оптимальні значення діаметру та ходу поршня двигуна в залежності від конкретних умов його експлуатації, як під час проектування, так і реновації суден [1]. На базові конструктивні та енергетичні показники двигуна значною мірою впливають діаметр, хід поршня, тактність, наявність та тип наддування, кількість та розташування циліндрів, організація впорскування палива.

У двигунах одного виробника з однаковим типом часто зустрічаються типові розташування форсунок, організація системи охолодження, форма камери згоряння, кут випередження палива, фази газообміну, характер впорскування, ступінь стисання і тиск/температура наддування. Тому при дослідженні енергетичних показників таких двигунів, головними факторами будуть хід поршня та діаметр циліндру.

Метою роботи було отримання та аналіз функціональних зв'язків між діаметром та ходом поршня, а також енергетичними показниками,

такими як потужність, оберти та середній ефективний тиск. Оскільки отримання прямих функціональних залежностей є складною та в деяких випадках практично неможливою задачею, дослідження спиралось на гіпотезі о можливість отримання функціональних зв'язків між геометричними характеристиками циліндро-поршневої групи та енергетичними показниками, на основі аналізу вибірки статичних даних характеристик, наведених в інструкціях малообертових суднових дизельних двигунів [2,5].

Викладення основного матеріалу

Для досягнення поставленої мети дослідження, яка полягає в отриманні та аналізі функціональних залежностей між діаметром і ходом поршня та енергетичними показниками (потужністю, обертами та середнім ефективним тиском), було зібрано вибірку даних, що включає діаметр, хід поршня, потужність, оберти та середній ефективний тиск для кожного окремого двигуна.

З урахуванням можливого впливу системи зміни кута випередження палива та системи зміни фаз газообміну на енергетичні показники роботи, для усунення цих впливів у якості даних для потужності, обертів та середнього ефективного тиску використовувались показники на економічному режимі роботи.

За результатами дослідження були отримані наступні результати.

Збільшення діаметра збільшує потужність по квадратичній залежності, рис. 1.

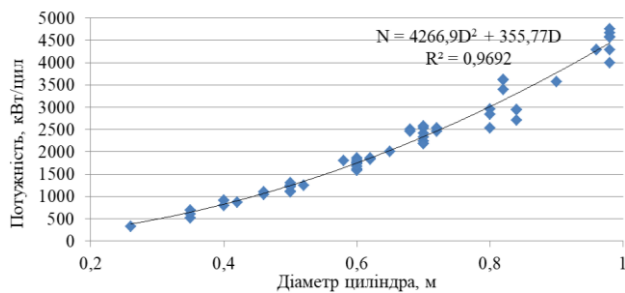


Рисунок 1. Вплив діаметра циліндра на циліндрову потужність малообертового двотактного дизельного двигуна

Вплив ходу поршня на потужність неоднозначна. Так збільшення ходу поршня з одного боку призводить до збільшення робочого об'єму і як наслідок збільшення потужності, однак, збільшення ходу поршня також приводить до збільшення часу, необхідного для здійснення одного циклу двигуна, що приводить до зменшення обертів [4].

Аналізуючи статистичні данні рис. 2 (при побудові графіка використовувалась апроксимація ізоліній по поліному), можна відмітити, що ізолінії потужності проходять практично вертикально, що певною мірою підтверджує значний вплив діаметру на потужність та дуже незначний вплив ходу поршня.

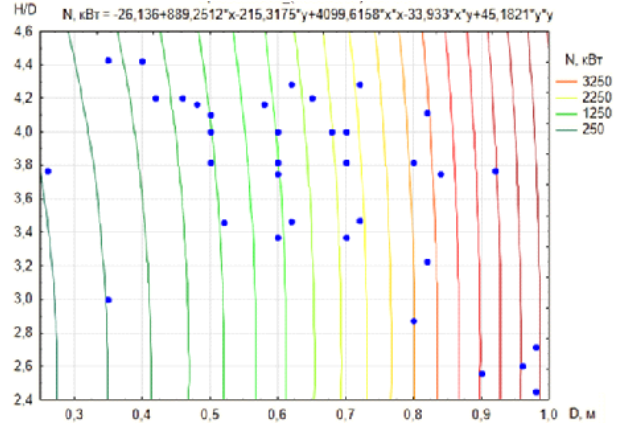


Рисунок 2. Вплив ходу поршня та діаметру циліндра на циліндрову потужність малообертового двотактного дизельного двигуна

Збільшення ходу поршня призводить до зменшення обертів колінчатого вала, взаємозв'язок оборотів колінчатого вала і ходу поршня, показано на рис. 3.

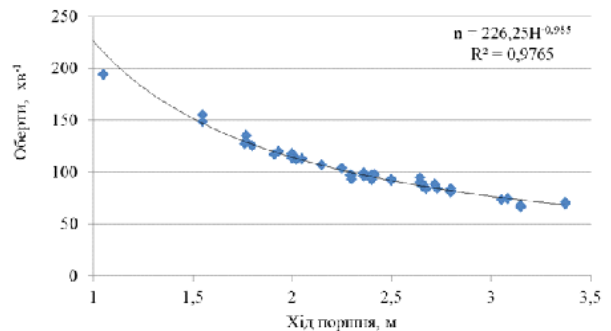


Рисунок 3. Вплив ходу поршня на оберти колінчатого вала малообертового двотактного дизельного двигуна

Вплив діаметра на оберти здебільшого обумовлений не збільшенням діаметру, а зміною ходу поршня з одночасним збільшенням діаметра.

Вплив діаметра циліндра та ходу поршня на середній ефективний тиск залежить від багатьох факторів і може бути складним для прогнозування.

Для аналізу взаємозв'язку ходу поршня, діаметру циліндра та середнього ефективного тиску було побудовано графік впливу ходу поршня та діаметру циліндра на середній ефективний тиск малообертового двотактного дизельного двигуна з ізолініями середнього ефективного тиску, рис. 4.

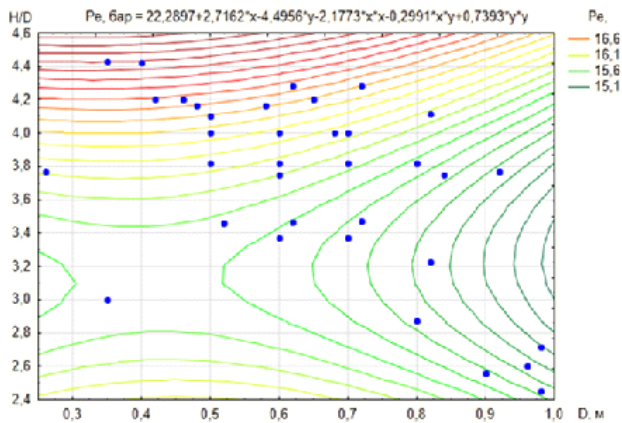


Рисунок. 4. Вплив ходу поршня та діаметру циліндра на середній ефективний тиск малооборотного двотактного дизельного двигуна

На базі аналізу графіка (рис. 4) можна зробити висновок, що вплив діаметра циліндра на середній ефективний тиск є досить невизначеним, особливо в діапазоні $H/D=2,8\div 3,2$. Проте, якщо збільшити відношення ходу поршня до діаметру циліндра за незмінним діаметром, то спостерігається збільшення середнього ефективного тиску.

Загалом, вплив діаметра циліндра та ходу поршня на середній ефективний тиск потребує додаткового глибшого дослідження з урахуванням основних чинників його збільшення, зокрема, ступені стиснення та тиску надування.

Висновки

При порівнянні енергоефективності різних двигунів, визначення впливу геометричних характеристик циліндро-поршневої групи на енергетичні показники становить проблему, оскільки результати є невизначеними та суперечливими.

Дослідження показало, що зміна ходу поршня при незмінному діаметрі циліндру практично не впливає на потужність головного двигуна, значно впливає на оберти колінчатого валу та середній ефективний тиск.

Зміна діаметру циліндру при незмінному співвідношенні ходу поршня до діаметру значно впливає на циліндрову потужність головного двигуна, практично не впливає на середній ефективний тиск та практично не впливає на оберти колінчатого валу, при незмінному ході поршня.

Для уточнення визначених взаємозв'язків потребуються додаткові поглиблені дослідження з урахуванням інших конструктивних чинників, зокрема, ступені стиснення та тиску надування.

За допомогою отриманих результатів дослідження можливо оцінити енергоефективність

двигуна, вибрати модель двигуна при новобудові або реновації судна, порівняти двигуни відносно аналогічних моделей інших фірм, та виділити енергоефективні конструктивні рішення.

Література

[1] Berestovoi A.M., Berestovoi I.O., Zinchenko S.G., Khliestova O.A., Senatosenko V.A. Effectometrics Of Transport Technological System. International Journal of Engineering Research and Technology. 2020. Vol. 13, №. 12. P. 4870-4879.

[2] MAN B&W 98-50 MC/MC-C-TII Type Engines. Engine Selection Guide. – Copenhagen : MAN Diesel, 2010. 369 с.

[3] Берестовой И.О., Берестовая Г.В. Оценка на основе объемной скорости сгорания экономической и технической эффективности работы дизельв. Вісник Приазовського державного технічного університету. Сер. Технічні науки. 2016. Вип. 32. С. 86–91.

[4] Берестовой И.О. Вибір судового дизеля шляхом синтезу його конструктивних характеристик та енергетичних показників : автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.03. Нац. ун-т "Одес. мор. акад". Одеса, 2016. 21 с.

[5] Судовой механик: справочник. Том 1. А.А. Фока. Одесса: Феникс, 2010. 1037 с.

Відомості про авторів

Іван Берестовой, к.т.н, доцент кафедри судових енергетичних установок і систем, Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», Ізмаїл, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-3843-570X](https://orcid.org/0000-0002-3843-570X).



Владислав Гудь, курсант 4 курсу ОПП «Управління судовими технічними системами і комплексами», Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», Ізмаїл, Україна,



ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОПУЛЬСИВНОЇ УСТАНОВКИ КОНЦЕПТУАЛЬНОГО БУКСИРНОГО СУДНА ШЛЯХОМ РЕГРЕСІЙНОГО АНАЛІЗУ

Чередніченко О.К.[✉], Личко Б.М.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова м. Миколаїв, Україна

Анотація

Ключові слова:

суднова пропульсивна установка, буксирне судно, регресійні залежності, визначні параметри.

Розглянута можливість визначення на стадії концептуального проекту основних характеристик буксирного судна шляхом регресійного аналізу параметрів подібних існуючих суден

Вступ

Судна не працюють незалежно від берегових споруд та інших об'єктів морської інфраструктури. Рішення, щодо ефективності системи морського транспорту та його елементів повинні виходити за межі суден та поширюватися на берегові організації, включаючи порти, які повинні надавати ефективні послуги, а також на інші складові логістичного ланцюга. В першу чергу такий підхід може бути запропонований при визначенні характеристик буксирних суден, суден постачання, перевантажувальних суден та ін.

Актуальність досліджень

Взагалі, буксири призначені до виконання однієї чи кількох дуже специфічних функцій і, таким чином, поділяються на відповідні категорії. Звичайно, багато буксирів також виконують більше одного з цих завдань і, таким чином, стають багатоцільовими. Як і у всьому іншому, чим різноманітнішими є обов'язки, тим більш компромісним стає дизайн з точки зору його здатності дуже добре виконувати будь-яку функцію.

Найбільшого поширення набули два типи буксирів – портовий буксир (Ship-handling) та ескортний буксир (Escort towing).

Сьогодні переважна більшість сучасних портових буксирів оснащена Z-подібним приводом або крильчастим рушієм VSP. Портові буксири зазвичай мають довжину від 20 до 32 метрів і потужність від 2 000 до 4 000 кВт, хоча є винятки залежно від розміру порту та типів суден, що обробляються [1].

Підхід, прийнятий у багатьох портах світу для визначення характеристик буксирного флоту, заснований на використанні наближених залежностей та різних таблиць або графіків для

оцінки необхідних характеристик буксирів. Як його недолік слід зазначити, що часто невідомо, на основі яких даних і для яких гідрометеорологічних умов отримані ці формули.

Згідно з підходами, які запропоновані в [2] початкове визначення основних розмірів проектного буксира можливо зробити шляхом регресійного аналізу параметрів подібних існуючих буксирів.

Викладення основного матеріалу

Принцип, що пропонується в роботі [3], полягає в тому, що основне значення потужності ЕУ для нового проекту визначається як функційна залежність від розмірних параметрів проектного буксира, яка отримана шляхом регресійного аналізу. Визначені параметри є попередніми і підлягають уточнення шляхом гідродинамічних розрахунків.

Дані для регресійного аналізу отримані від відкритих джерел [4-6]. Розглядалися виключно судна, які були побудовані після 2000 року.

Використалися регресійні залежності наступного виду

$$\text{лінійна } Y = mX + c,$$

$$\text{ступенева } Y = mX^c,$$

$$\text{експоненціальна } Y = m \ln(X) + c,$$

$$\text{поліном } Y = aX^n + aX^{n-1} + \dots + c,$$

де Y – змінна, що відображає геометричну характеристику буксира,

X – потужність пропульсивної установки,

m , c і n – константи, визначені регресійним аналізом.

Для регресійного аналізу використовувався пакет Microsoft EXCEL, який містить програмне

забезпечення для цих процедур.

Аналогічно роботі [5] було створено систему залежних змінних, таких як LB, L/B, B/D, BD, P/L, PB, $(\sqrt{L})/D^2$, TL, TL^2 і так далі, а потім співвіднесене їх з відповідною потужністю P (кВт).

Головні характеристики:

геометричні (м)

L = довжина судна (LOA)

B = ширина судна

D = висота борту

T = осадка

Характеристики потужності

P = потужність ГД (кВт).

В подальших розрахунках були проведені численні регресійні кореляції між різними, сформульованими з геометричних параметрів змінними та основною функцією – потужністю. Надійність отриманих залежностей визначалась коефіцієнтом кореляції R^2 . Для розрахунку використалися залежності, для яких R^2 більше 0,85.

Проведена апробація отриманих математичних залежностей на прикладі даних інвестиційного проекту [7]. Так потенційний власник буксира вказує, що він бажає придбати судно потужністю $P = 3000$ кВт.

Підставивши P у рівняння та визначив середні значення відповідних геометричних характеристик можливо на стадії концептуального проектування визначити концептуальні розміри буксира:

L = 28 м, B = 9,7 м, D = 4,7 м і T = 3,3 м для P = 3 МВт.

Отримані результати практично співпадають з характеристиками судна прототипу.

Висновки

Можливо використовувати запропоновану модель для прогнозування параметричних характеристик буксирних суден, особливо на стадії концептуального проектування.

Визначені параметри є попередніми і підлягають уточненню шляхом гідродинамічних та термодинамічних розрахунків.

Література

[1] <https://ral.ca/wp-content/uploads/2016/01/BCSN-May-12-Tug-Design-Guide.pdf>.

[2] Duru S.C., Okpala A.N. Regression Analysis

on Main Dimensions of Existing Tugboats Engine Power. *IJETT*.2019. Vol.67. issue 3. Pp.16-28.

[3] <https://ijmt.ir/article-1-637-en.pdf>

[4] <https://ijisrt.com/wp-content/uploads/2019/03/IJISRT19FB189.pdf>

[5] <https://ijisrt.com/wp-content/uploads/2019/03/IJISRT19FB189.pdf>

[6] <https://ijisrt.com/wp-content/uploads/2019/05/IJISRT19AP567.pdf>

[7] <https://inventure.com.ua/investments/rejdo-vyj-terminal-v-ochakove>

Відомості про авторів

Олександр Чередніченко, д.т.н., професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-5745-81174](https://orcid.org/0000-0001-5745-81174).



Богдан Личко, к.т.н., доцент, в.о. завідувача кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-3943-9689](https://orcid.org/0000-0003-3943-9689).



АНАЛІЗ МІЖНАРОДНОГО МУЛЬТИМОДАЛЬНОГО КОНТЕЙНЕРНОГО ПЕРЕВЕЗЕННЯ ВАНТАЖІВ

Сакно О.П.¹, Стадник В.І.²

¹Відокремлений структурний підрозділ «Дніпровський фаховий коледж інженерії та педагогіки» Державного вищого навчального закладу «Український державний хіміко-технологічний університет», Україна

²ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», Україна

Анотація

Ключові слова:

мультимодальні перевезення, вантаж, контейнер

Проаналізована інформація даних Freightos Baltic Index (FBX), МВФ, робота компанії Moller-Maersk. Даний аналіз показав, що найбільше зростання вантажних ставок пов'язано з Китаєм та Східною Азією, а саме вартість вантажу з Китаю та Східної Азії до Північної Європи та Північної Америки з початку 2020 року зріс в 7 разів, ставки з Європи до Америки зросли в 1,5 рази. Таким чином, незважаючи на зовнішні економічні фактори, попит на міжнародні мультимодальні контейнерні перевезення вантажів зростає.

Вступ

Глобальні ставки контейнерного вантажу, виміряні Freightos Baltic Index (FBX) [1] зросли в чотири рази за останній рік через швидше, ніж очікувалося, відновлення споживчого попиту, дефіцит контейнерів і зміну споживчі витрати від послуг до товарів.

Глобальний індекс перевантаження контейнерів Інституту економіки судноплавства та логістики, який відстежує діяльність у 82 міжнародних портах, що охоплюють понад 60% світового обсягу перевалки контейнерів, зріс на 18 пунктів у червні з року в рік і на 10 пунктів у порівнянні з попереднім періодом Covid.

Актуальність досліджень

На думку зарубіжних спеціалістів, одним із способів підвищення конкурентоспроможності є максимально можливе зниження тарифів та надання якісних послуг. З метою скорочення експлуатаційних витрат залізничні дороги США прибігають до перевезень контейнерів у два та навіть три яруси. Для забезпечення необхідного габариту приближення будов були вжито серйозні зміни в інфраструктурі, такі як перенос мостів і розширення тоннелей. В даний час контейнерні двоярусні поїзди мають найвищий пріоритет на залізничних дорогах США.

Головною особливістю мультимодального перевезення є вибір перевізників, кожен з яких перевозитиме вантаж на окремо вибраному виді транспорту і вибір маршруту, що ґрунтується на

мінімальних витратах грошових коштів і часу або інших поточних пріоритетів фірми. Важливим завданням коштує забезпечення безпеки вантажу на усьому шляху його дотримання [2-3]. Це важливе питання безпосередньо пов'язане з ризиками, які можуть статися під час перевезення вантажу.

Таким чином, аналіз міжнародного мультимодального контейнерного перевезення вантажів дозволяє прийти до висновку, що це важлива і актуальна тема.

Викладення основного матеріалу

В даний час розглядаються варіанти створення рухомого складу для окремих ліній в районі морських портів; можливо використання вагонів із зниженим рівнем усїєї поверхні поля чи платформи з ванноподібним навантажувальним майданчиком, відкритої між теліжками [15].

Довгострокова мета вважає створення мережі комбінованих перевозок, яка зв'язує Італію (Джойя/Тауро), Німеччину (Бремерхафен/Гамбург) і Україну (Київ, Дніпро, Одеса і Львів) з можливістю її продовження до Тегерана та Бендер-Аббаса. У кінцевих пунктах будуть створені потужні контейнерні термінали.

В області міжнародних комбінованих перевозок в Європі до 2020 р. є зростання обсягу перевозок до 103,6 млн. грн. т, що відповідає середнім темпам приросту приблизно 6-8% на рік. Настільки значне зростання обсягу перевозок

вимагає постійного розвитку контейнерних терміналів, їх автоматизації та впровадження найсучасніших технологій вантажопереробки. Майже в усіх країнах світу будівництво терміналів фінансується з державних засобів.

Значний розвиток отримують інформаційні системи, пов'язані з підвищенням якості обслуговування вантажовласників. Так, наприклад, на залізних дорогах Японії, де функціонує повноцінна система контейнерних перевозок (щодобово в зверненні на 186 маршрутах є понад 400 контейнерних поїздів), функціонує інформаційна система FRENS. Вона дозволяє в реальному часі відстежувати переміщення контейнерів у масштабах країни, отримувати дані про місце розташування контейнерів у мережі Інтернет. У розширенні функції системи FRENS розроблена система TRACE, що слідує за навантажувальними роботами на контейнерних станціях. Системою охоплено приблизно 140 контейнерних станцій, 500 підйомно-транспортних машин, 8000 платформ і 90 тисяч контейнерів [4].

У портах і на залізному дорозі в Гамбурзі успішно функціонує інформаційна система HAVIS, яка охоплює залізничні об'єкти, експедиторські фірми, вантажоохоронці, таможні структури та інші.

Таким чином, аналіз діяльності зарубіжних транспортних компаній показали, що до 2025 року об'єм перевезення вантажів у контейнерах буде зростати приблизно на 8% щорічно. Упродовж наступних 10 років обсяги контейнерних перевозок можуть збільшитися в 2-2,5 рази. Зріст об'ємів комбінованих автомобільно-залізничних перевезень також становить близько 8% за рік, що істотно перевищує прогнозований ріст звичайних автомобільних і залізничних перевезень.

Основний ріст об'ємів контейнерних перевозок буде відбуватися за рахунок розподілу товарів між країнами азіатсько-тихоокеанського регіону та країнами Європи, при чому більша частина цього вантажопотоку може переходити через транзит України та іншими країнами СНГ при створенні необхідних технологічних, нормативних, правових та тарифних умов.

За даними МВФ [1], вартість світового імпорту відновилася приблизно за шість місяців, повернувшись до рівня до COVID-19 до листопада після різкого падіння в першій половині 2020 року і досягла історичного максимуму навесні 2021 року.

Високі витрати на доставку можуть бути фактором збільшення фактичної та очікуваної інфляції, оскільки імпортери можуть передавати клієнтам підвищені ставки фрахту.

Надмірне зростання витрат на перевезення пов'язано насамперед з тим, що економіка країн почала відновлюватися після пандемії COVID-19 швидше, ніж очікувалося, що залишило багато портів неготовими до відновлення перевезень. Зміщення споживчих витрат з послуг на товари та відновлення запасів підприємствами посилює тиск на ціни на доставку.

Високі ставки фрахту покращили роботу деяких найбільших судноплавних компаній зі США та Східної Азії, таких як Moller-Maersk та Orient Overseas International, ціни на акції яких зросли на 60% та 120% відповідно у 2020 році. У першому кварталі 2021 року ціни на акції компанії Moller-Maersk виросли на 154% у порівнянні з минулим роком і на 414% для Orient Overseas. Однак аналітики Fitch очікують, що ціни поміряться в середньостроковій перспективі через високу конкуренцію в секторі, постійну торговельну напругу, невизначеність щодо шляхів відновлення економіки та регулювання викидів.

Регіональний аналіз показує, що найбільше зростання вантажних ставок пов'язано з Китаєм та Східною Азією (рис. 1):

1. Вартість вантажу з Китаю та Східної Азії до Північної Європи та Північної Америки з початку 2020 року зросла в 7 разів.
2. Вартість доставки до Китаю зросла в два-три рази.
3. Вартість фрахту з Америки до Європи майже не змінилася, а ставки з Європи до Америки зросли в 1,5 рази.

FBX розшифровується як Freightos Baltic Index. Це провідний міжнародний індекс вантажних ставок, створений у співпраці з Балтійською біржею, і надає ринкові ставки для 40-футових контейнерів (так звані «сорокафутові еквівалентні одиниці» або FEU). Розрахунки FBX засновані на агрегованих та анонімізованих бізнес-даних у реальному часі від глобальних вантажних перевізників, експедиторів і вантажовідправників, які використовують платформу керування тарифами на фрахт WebCargo від Freightos.

З початку 2012 року Інститут економіки судноплавства та логістики (ISL) та Leibniz-Institut für Wirtschaftsforschung (RWI) публікують щомісячний індекс глобальної контейнерної пропускної здатності, який має на меті надати надійні висновки щодо короткострокових тенденцій світової економічної діяльності. На даний момент база даних складається з 82 міжнародних портів, які охоплюють понад 60% світових перевантажень контейнерів (рис. 2-3).

Freightos Baltic Global Container Index (FBX) Глобальний контейнерний індекс
 US\$, % change of 7 day average YoY

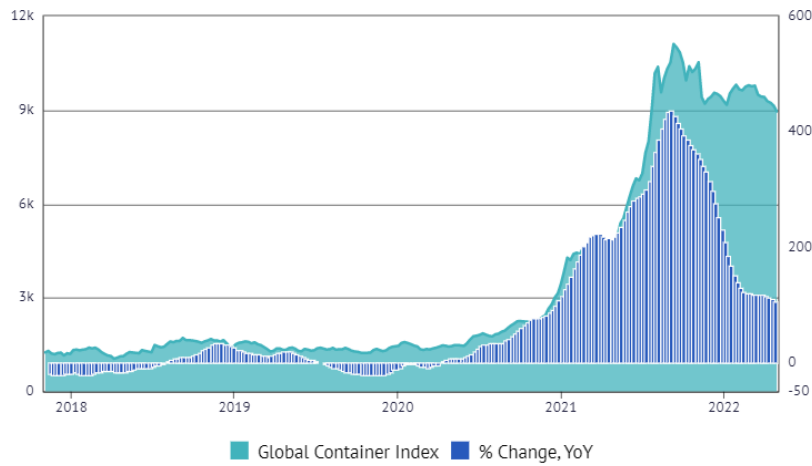


Рисунок 1. Глобальний контейнерний індекс

Global Container Throughput Index Глобальний індекс пропускної здатності контейнерів
 Index, base year 2015



Рисунок 2. Глобальний індекс пропускної здатності контейнерів

Container Throughput Index and World Trade Індекс пропускної здатності контейнерів і світова торгівля
 Index is seasonally and working day adjusted

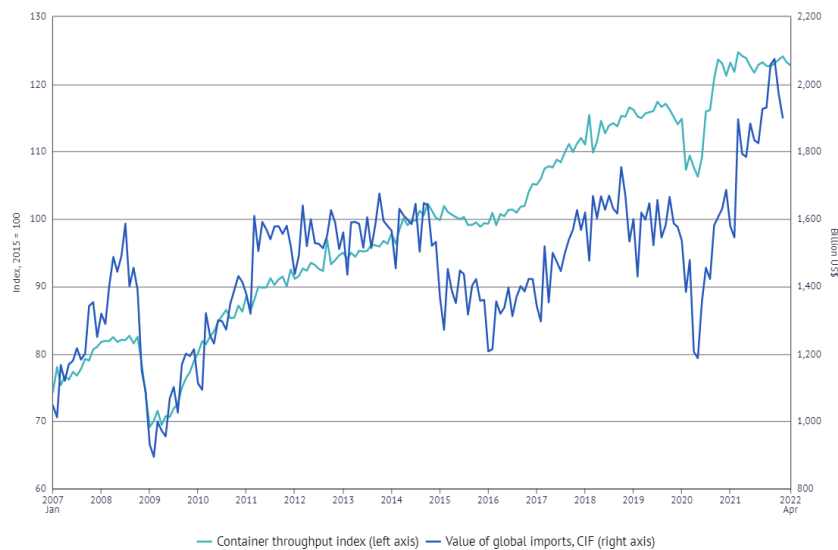


Рисунок 3. Індекс пропускної здатності контейнерів і світова торгівля

Висновки

Таким чином, незважаючи на зовнішні економічні фактори, попит на міжнародні мультимодальні контейнерні переведення вантажу зростає. Настільки значне зростання обсягу перевезок вимагає постійного розвитку контейнерних терміналів, їх автоматизації та впровадження найсучасніших технологій вантажопереробки.

Література

[1] Safe working in docks and freight areas. European Commission: сайт URL: https://ec.europa.eu/taxation_customs/dds2/SAMANCTA/EN/Safety/WorkInDocksAndFreightAreas_EN.htm

[2] Freightos | Global Freight Prices Soaring due to Container Shortages. Knoema: сайт URL: <https://knoema.com/infographics/slsatcf/freightos-global-freight-prices-soaring-due-to-container-shortages>

[3] What should be noticed in transportation of containers. Industry Today: сайт URL: <https://industrytoday.com/what-should-be-noticed-in-transportation-of-containers/>

[4] United States Department of Transportation. Federal Motor Carrier Safety Administration: Cargo tank driver's rollover prevention, Washington, DC, 2010.

Відомості про авторів

Ольга Сакно, к.т.н, доцент, доцент, Відокремлений структурний підрозділ «Дніпровський фаховий коледж інженерії та педагогіки» Державного вищого навчального закладу «Український державний хіміко-технологічний університет», Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-4672-6651](https://orcid.org/0000-0003-4672-6651).



Віктор Стадник, старший викладач, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», м. Дніпро, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-6507-6335](https://orcid.org/0000-0002-6507-6335)



ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МОДЕЛІ ПРОСТОРОВОГО ШАРНІРА В СИСТЕМІ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Міщук Д.О., Горбатюк Є.В., Санкін І.Є. ✉, Міщук Є.О.

Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна

Анотація

Ключові слова:

Індикаторні діаграма,
Ефективність двигуна,
Зменшення зносу,
Математичне моделювання,
Передаточний механізм,
Просторовий шарнір,
Обертальний момент

Складна економічна ситуація з нафтопродуктами, що пов'язана з їхнім дефіцитом та сучасні норми екологічної безпеки потребують переходити на альтернативні джерела енергії та пошуку шляхів модернізації двигунів внутрішнього згорання для підвищення їхньої ефективності. Більшість двигунів внутрішнього згорання відносяться до групи кривошипно-шатунних, які мають малу ефективність. Зокрема при знаходженні поршня у верхньому положенні в момент запалювання горючої суміші в циліндрі виникає максимальний тиск, що призводить до створення максимального рушійного зусилля при мінімальному куті повороту кривошипа. Це призводить до підвищеного негативного тертя поршня по стінці циліндра, інтенсивного зносу стінки циліндра, додаткового локального нагрівання поверхні циліндра та надмірного навантаження валу кривошипа. В даній роботі представлено дослідження силових та кінематичних параметрів просторового шарніру здатного розвантажити кривошипну-групу двигуна внутрішнього згорання без зниження його ефективності.

Вступ

В основу конструкції двигунів внутрішнього згорання входить колінчастий вал, шатун, поршень, поршневі палець, гільза циліндра та допоміжні системи, що сприяють роботі кривошипно-шатунного механізму. Недоліком такої системи є те, що в момент часу, коли поршень знаходиться у верхньому положенні, на поршень діє максимальний тиск газу, що створює силу, яка тисне на кривошип не виконуючи ніякої роботи, так як плече такої сили в даний момент часу відсутнє. Вирішення цієї проблеми частково подолано за рахунок зміщення процесу запалення суміші та зміщення поршня від вертикалі, але це знижує ефективність двигуна.

Актуальність досліджень

Пропонується розглянути конструктивну модернізацію кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання просторовим шарніром, яка дозволяє суттєво змістити кут повороту колінчастого валу в момент знаходження поршня в верхньому положенні задля отримання максимального ефекту від роботи розширення газів [1].

Викладення основного матеріалу

Пропонується дослідити просторовий шарнір, який здатний передавати обертання між валами, що знаходяться під кутом 90° один відносно одного (рис. 1) [2].

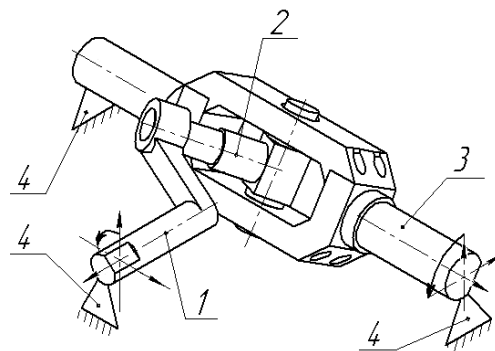


Рисунок 1. Просторовий шарнір: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коливальний вал; 4 – опора

Представлений шарнір складається з кривошипа 1, шатуна 2 та коливального вала 3. Всі елемента шарніра знаходяться в корпусі 4. Особливістю такого механізму є те, що вхідний та вихідний вали розташовані під кутом 90° один відносно одного. Дане представлення

просторового шарніру є різновидністю шарніра Гука. На відміну від карданного просторового шарніру, в даній схемі реалізується перетворення коливального руху в обертальний, що є наслідком подібного розміщення валів. Просторовий шарнір працює наступним чином: поворот колінчастого валу 1 призводить до переміщення шатуна 2, яка має шарнірне з'єднання з кривошипом та коливальним валом. В результаті руху одного кінця шатуна 2, відбувається поворот коливального валу 3, причому при обертанні кривошипа на 360°, хитний вал здійснює поворот лише на 90°. Таким чином при обертанні кривошипа відбувається коливання валу 3 і навпаки, при поворотах валу 3 відбуватиметься обертання кривошипа 1 [2].

Прийнято позначити радіус кривошипа через l_1 , а кут між віссю ланки хрестовини та кривошипом через φ (рис. 2). За умови, що вісь обертання кривошипа перетинається з віссю обертання хрестовини, довжина ланки хрестовини через яку передається рух з кривошипа на хитний вал визначатиметься за наступною залежністю: $l_2 = \frac{l_1}{\cos\varphi}$.

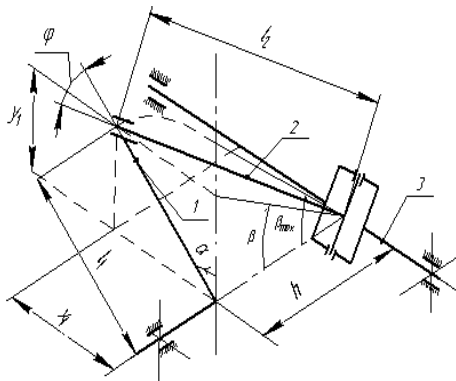


Рисунок 2. Кінематична схема просторового шарніру

Розглядається робота просторового шарніра з крайнього положення шатуна. В такому випадку ланка 2 буде знаходитися під кутом 90° до коливального валу 3, який також займатиме своє крайнє положення, що характеризуватиметься максимальним кутом відхилення:

$$\beta_{\max} = \arcsin\left(\frac{l_1}{l_2}\right) = \arcsin(\cos\varphi). \quad (1)$$

Поворот коливального валу характеризуватиметься кутом повороту:

$$\beta = \arctan\left(\frac{\cos\alpha}{\operatorname{tg}\varphi}\right), \quad (2)$$

де h – відстань, яка визначається конструктивними параметрами механізму ($h = l_1 \operatorname{tg}\varphi$);

$y_1 = l_1 \cos\alpha$ – проекція кривошипа на вісь відносно якої відраховується переміщення з крайнього положення.

Кут повороту коливального валу було визначено за наступною формулою:

$$\beta = \arccos\left(\frac{l_1 \tan\varphi}{l_2 \cos\Theta}\right), \quad (3)$$

де $\Theta = \arcsin\left(\frac{l_1 \sin\alpha}{l_2}\right)$ – кут ротації шатуна.

За умови, що на коливальний вал 3 діє крутний момент M_3 , визначено величину крутного моменту на кривошипі 1:

$$M_1 = \frac{M_3 \sin\alpha}{\operatorname{tg}\varphi \sqrt{\cos^2\alpha \cdot \operatorname{ctg}^2\varphi + 1}}. \quad (4)$$

Характер зміни передачі крутного моменту від ведучого до веденого валів (передаточне відношення по моменту) буде:

$$\frac{M_1}{M_3} = \frac{\sin\alpha}{\operatorname{tg}\varphi \sqrt{\cos^2\alpha \cdot \operatorname{ctg}^2\varphi + 1}} \quad (5)$$

Найбільш ефективна передача крутного моменту з хитного валу на кривошип відбувається при куті повороту кривошипа на 90° незалежно від кута нахилу хрестовини. Незначні кути нахилу хрестовини до кривошипа призводять до збільшення крутного моменту на кривошипі, а при кутах $\varphi > 45^\circ$ – навпаки до зменшення (рис. 3).

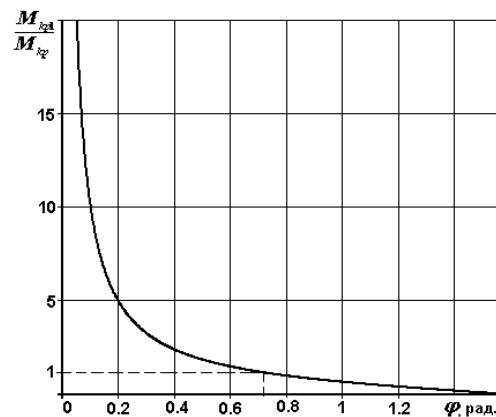


Рисунок 3. Графік зміни передаточного відношення по моменту для $\beta = 90^\circ$

Величину та характер зміни тиску газів в камері згоряння визначено з рівняння політропи розширення [3]:

$$p_z V_z^k = p_b V_b^k \quad (6)$$

де p_z – тиск газів в камері згоряння на початку процесу розширення (для дизельних двигунів 5...12МПа);

p_b – тиск газів в кінці процесу розширення;
 V_z та V_b – відповідно початковий (об’єм камери згоряння) та кінцевий (об’єм камери розширення) об’єми циліндра;

k – показник політропи (для дизелів 1,18...1,28).

Досліджено роботу кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння зі зміщеним розміщенням поршня (рис. 4).

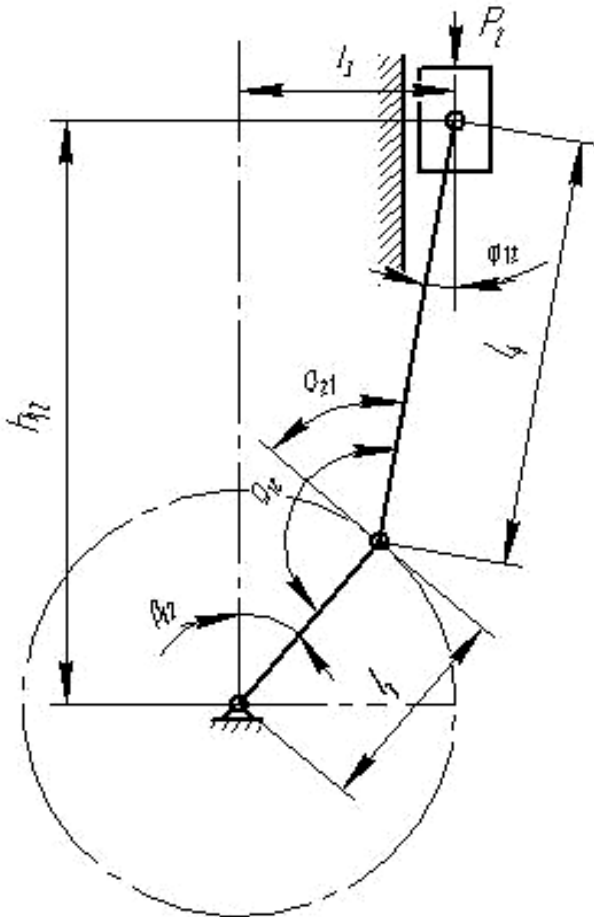


Рисунок 4. Кривошипно-шатунний механізм з зміщеним розміщенням поршня

Хід поршня буде для схеми на рис. 9:

$$S_2 = \sqrt{l_4^2 + 2l_3l_4} - l_3 \cos\beta_{12} - l_4 \cos\varphi_{12}, \quad (7)$$

де розміри прийнято згідно прийнятої схеми.

Кут відхилення шатуна φ_{12} виражено через кут повороту кривошипа β_{12} :

$$\varphi_{12} = \arcsin\left(\frac{l_3}{l_4}(1 - \sin\beta_{12})\right). \quad (8)$$

Прийнявши до уваги рівняння (8), отримано:

$$S_2 = \sqrt{l_4^2 + 2l_3l_4} - l_3 \cos\beta_{12} - l_4 \sqrt{1 - \frac{l_3^2}{l_4^2}(1 - \sin\beta_{12})^2}, \quad (9)$$

Обертний (індикаторний) момент на вихідному валу кривошипно-шатунного механізму:

$$M_{кр.п.н.} = P_1 \cdot \frac{l_3}{\sqrt{1 - \frac{l_3^2}{l_4^2}(1 - \sin\beta_{12})^2}} \times \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_{11} - \arcsin\left(\frac{l_3}{l_4} \sin\beta_{11}\right)\right). \quad (10)$$

Відповідно сила, що діє на поршень від тиску газів визначатиметься за формулою:

$$P_2 = p_z \frac{S_0^k}{(S_0 + S_2)^k} \frac{\pi D^2}{4}. \quad (11)$$

Висновки

В даному дослідженні було проаналізовано кривошипно-шатунний механізм двигуна внутрішнього згоряння та оцінено можливості удосконалення такого механізму просторовим шарніром з метою забезпечити збільшення ефективності передавального механізму. Проаналізовано як кінематичні так і силові параметри розглянутої механічної системи.

Література

- [1] Власов А. Н. Двигун внутрішнього згоряння. Патент № 2046197 від 20.10.95.
- [2] Mishchuk D., Gorbatyk Ye., Mishchuk Ye. Research of the efficiency using the model of the spatial hinge in an internal combustion engine. *Mining, constructional, road and melioration machines*. 2022. №100. С 40-48.
- [3] Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф. Автомобільні двигуни. 2006. Київ. 476 с.

Відомості про авторів

Дмитро Міщук, к.т.н., доцент, доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8263-9400](#).



Євгеній Горбатюк, к.т.н., доцент, доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8148-5323](#).



Ілля Санкін, студент, Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна.



Євген Міщук, к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-7850-0975](#).



СОФТ-ПРОЦЕСОРИ ЯК КОНФІГУРУВАННІ ПЕРИФЕРІЙНІ БЛОКИ МІКРОКОНТРОЛЕРІВ

Сальніков Д.В. ✉, Васильченков О.Г.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна

Анотація

Ключові слова:

mcu, mips, peripherals, soft-cpu

Більшість проектів програмного забезпечення не використовують частину периферійних блоків сучасних мікроконтролерів. Виробники мікросхем включають до складу якомога більше блоків периферії для підвищення маркетингової привабливості своєї продукції. В даній роботі розглянуто альтернативний підхід для виконання таких блоків у вигляді конфігурованого процесорного модуля з урізаним набором команд. Такий підхід дозволяє підвищити ступінь використання можливостей мікросхем мікроконтролерів та тим самим підвищити енергоефективність чіпів при зниженні витрат на виробництво.

Вступ

На поточний момент проблема ефективності використання енергетичних ресурсів є однією з найбільш важливих на європейському континенті. У той же час людство використовує мільйони електричних пристроїв, що використовують ті чи інші мікроконтролери засоби.

Прилади інтернету речей щільно увійшли до більшості осель у вигляді систем контролю клімату, запобіжний чи охоронних систем тощо. Кількість подібних пристроїв продовжує зростати.

Не зважаючи на порівняно невисокий рівень енергетичних витрат кожного такого пристрою, сумарні витрати мільйонів проданих приладів є значними, тож оптимізація енергетичних витрат кожного з них є актуальною задачею сучасної науки та техніки.

Актуальність досліджень

Проектування пристроїв електроніки напряму пов'язано із вибором оптимальних мікропроцесорних засобів для реалізації запланованих функціональних можливостей пристрою. Сучасні мікроконтролери здебільшого відрізняються архітектурою процесорного ядра та набором периферійних блоків, що можуть бути конфігуровані для виконання різноманітних задач. Від вибраної архітектури та набори таких блоків зажить подальший розвиток програмного забезпечення пристрою та можливість розширення та/чи поліпшення функціональних можливостей

приладу. З огляду на це інженери часто використовують надлишково потужні засоби задля уникнення проблем у майбутньому.

Більшість змін в програмному забезпеченні можуть бути пов'язані з нестачею периферійних модулів необхідного типу або неможливістю налаштувати їх для роботи в необхідному режимі.

З проблемами такого роду можна боротися шляхом включення до складу мікросхеми конфігурованих блоків CPLD чи FPGA [1, 2, 3]. В такому випадку програміст може включити реалізацію необхідних периферійних модулів мовами Verilog чи VHDL до складу проекту. Що вимагає додаткових навичок програмування та, що більш важливо, суттєво удорожчує подібні мікросхеми та процес роботи з ними [4].

Викладення основного матеріалу

З точки зору авторів, складність реалізації апаратних периферійних модулів суттєво знижує можливість їх використання, а більшість компаній надають перевагу готовим рішенням, що не потребують додаткової розробки.

В той же час, більшість програмістів що задіяні у створенні мікроконтролерних систем мають уявлення про процес роботи периферійних блоків та можуть створити їх програмний опис мовою C чи асемблеру.

Не менш важливою є наявність розроблених інструментів програмування, зокрема

компілятору мови C та/чи асемблеру.

З огляду на це, перспективним є використання архітектур загального призначення без додаткових ліцензійних умов, зокрема Mips, Risc-V. На поточному етапі задля побудови експериментальної архітектури обрано софт процесор архітектури MIPS. Питання розробки та ефективності софт-процесорів архітектури Mips та Risc-V досить широко розглянута в літературі зокрема в [5].

Задля експерименту було модифіковано софт процесор MIPS. Видалені модулі роботи з пам'яттю даних. Регістри \$a0-\$a3 використовувались для завантаження даних з черги. Регістри \$s0-\$s7 – для встановлення вихідних ліній в необхідний стан. Інші регістри доступні програмісту для проміжних розрахунків.

Для такої системи, модуль UART може бути виконаний у вигляді наступної програми мовою асемблеру.

```
li $s0, 1
li $t1, 8
li $t0, $a0
loop:
    srh $s0, $t0, 1
    subu $t1, $t1, 1
    bgtz $t1, loop
```

Висновки

Таким чином, використання процесорних архітектур з урізаним функціоналом команд та конвеєру вбачається вигідною заміною традиційним конфігурованим периферійним модулям, що широко вживаються на поточний момент.

Подальший інтерес має аналіз різних процесорних архітектур на придатність та зручність використання, а також огляд затрат на реалізацію подібних модулів як периферійних блоків мікросхем та порівняльний аналіз із затратами на реалізацію традиційних мікроконтролерів.

Література

[1] C. Liu, Q. Liu and L. Cheng, "CPLD based MCU coprocessor design and experiment platform," *2011 International Conference on Electronics, Communications and Control (ICECC)*, Ningbo, China, 2011, pp. 1365-1368, doi: 10.1109/ICECC.2011.6066408.

[2] P.D. Schiavone et al., "Arnold: An eFPGA-Augmented RISC-V SoC for Flexible and Low-Power IoT End Nodes," in *IEEE Transactions on Very Large-Scale Integration (VLSI) Systems*, vol. 29, no. 4, pp. 677-690, April 2021, doi:

10.1109/TVLSI.2021.3058162.

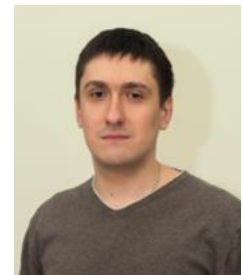
[3] T. Matsumura et al., "The LSI implementation of a memory-based field programmable device for MCU peripherals," *17th International Symposium on Design and Diagnostics of Electronic Circuits & Systems*, Warsaw, Poland, 2014, pp. 183-188, doi: 10.1109/DDECS.2014.6868787.

[4] H. Amano, S. Abe, Y. Hasegawa, K. Deguchi and M. Suzuki, "Performance and cost analysis of time-multiplexed execution on the dynamically reconfigurable processor", *Proc. IEEE Symposium on Field-Programmable Custom Computing Machines*, pp. 315-316, 2005.

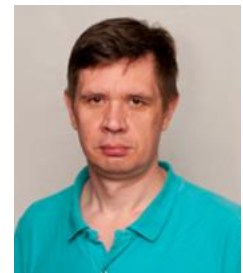
[5] G.K. Dewangan, G. Prasad and B.C. Mandi, "Design and Implementation of 32-bit MIPS based RISC Processor," *2021 8th International Conference on Signal Processing and Integrated Networks (SPIN)*, Noida, India, 2021, pp. 998-1002, doi: 10.1109/SPIN52536.2021.9566007.

Відомості про авторів

Дмитро Сальніков, к.т.н., старший викладач кафедри автоматички і управління в технічних системах, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-0490-4061](https://orcid.org/0000-0002-0490-4061).



Олег Васильченко, к.т.н., доцент кафедри автоматички і управління в технічних системах, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-0969-2248](https://orcid.org/0000-0002-0969-2248).



ВИБІР РАЦІОНАЛЬНОГО СПОСОБУ КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНИМИ КЛАПАНАМИ У СКЛАДІ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО ПРИВОДУ ЗЧЕПЛЕННЯ

Ярита О.О. ✉

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

автоматизація трансмісії, імпульс, переміщення штока, підсилювач, широтно-імпульсна модуляція.

Розглянуто один із варіантів керування електропневматичними клапанами електропневматичного приводу керування зчепленням транспортних засобів, який здатен забезпечити в процесі експлуатації одночасно високі показники швидкодії та точності регулювання. У якості основної мети дослідження можна виокремити отримання раціональних параметрів для автоматизованої системи керування зчепленням та їх використання при створенні роботизованої трансмісії. Пошук раціональних значень для налаштування системи керування зчепленням здійснено на основі аналізу експериментальних досліджень проведених з використанням зразка виконавчого механізму електропневматичного приводу керування зчепленням, який має у своєму складі два електропневматичні та прискорювальний клапан.

Вступ

На сьогоднішньому етапі розвитку автомобілебудування, ми спостерігаємо інтенсивний процес переходу від механічних трансмісій з ручним керуванням до автоматизованих систем керування всією трансмісією або її окремими агрегатами. Процес автоматизації керування зчепленням супроводжується переходом від традиційних механічних або гідравлічних приводів до варіантів, які базуються на електронному керуванні (електромеханічні, електрогідравлічні, електропневматичні). Для вантажних автомобілів та автобусів найбільш характерна реалізація електропневматичних систем керування зчепленням (ЕППЗ) із електропневматичним виконавчим механізмом. При цьому зустрічаються різноманітні конструкції блоку керування тиском у пневматичному циліндрі, найчастіше для цього використовуються електропневматичні клапани [1].

Актуальність досліджень

У Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті запропоновано конструкцію виконавчого механізму ЕППЗ, що має лише два електропневматичних клапани для

керування тиском у пневматичному циліндрі. Вказаний підхід забезпечує високу точність роботи. При цьому необхідні показники швидкодії забезпечуються за рахунок прискорювального клапану в конструкції її виконавчого пристрою. Усунути протиріччя між швидкістю та точністю керування ЕППЗ вдалося за рахунок особливої конструкції прискорювального клапана [2].

Дослідження впливу параметрів широтно-імпульсної модуляції на характер руху штоку пневматичного циліндру

Виконання досліджень роботи ЕППЗ проводилося за допомогою дослідної установки (рис.1). Вибір оптимального способу керування був здійснений на основі низки експериментальних досліджень розробленої конструкції ЕППЗ (рис. 2, 3), в ході яких керуючий сигнал на електропневматичні клапани подавався спочатку безперервно, а потім у формі широтно-імпульсної модуляції (ШІМ). Окрім того, параметри широтно-імпульсної модуляції змінювались з метою визначення найбільш сприятливих значень часу відкритого стану електропневматичного клапана.

На осцилограмах, що ілюструють перехідні процеси у виконавчому пристрої ЕППЗ прийняті наступні позначення: $X_{шт}$ – переміщення штока виконавчого механізму, мм; P_p – тиск в силевій порожнині, МПа; P_k – тиск в керуючій порожнині прискорювального клапана, МПа; $t_{имп}$ – час перебування електропневматичного клапана під напругою, с; Δx – інерційне переміщення штока виконавчого механізму ЕППЗ, мм; $a1, b1$ – положення штока виконавчого механізму ЕППЗ у момент закриття електропневматичного клапана; $a2, b2$ – сталі положення штока виконавчого механізму ЕППЗ після закриття електропневматичного клапана.

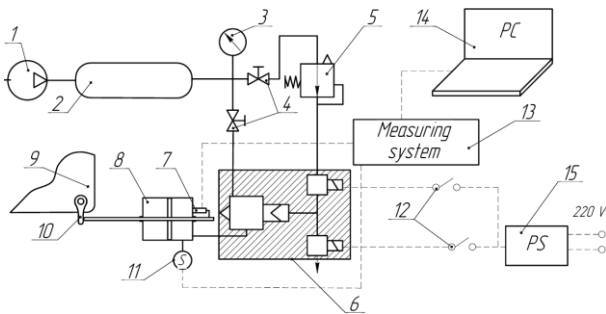


Рисунок 1. Принципова схема дослідної установки: 1 – компресор; 2 – ресивер; 3 – манометр; 4 – кран; 5 – регулятор тиску; 6 – блок керування тиском; 7 – датчик положення штока; 8 – пневматичний циліндр; 9 – силовий агрегат; 10 – вилка вимикання зчеплення; 11 – датчик тиску; 12 – вимикач; 13 – реєстраційний комплекс; 14 – комп’ютер; блок живлення

Наведемо приклад найбільш показових прикладів роботи ЕППЗ у різних режимах. У разі подачі напруги на електропневматичний клапан у вигляді безперервного сигналу тривалістю $t_{имп}=0,25$ с (рис. 2) спостерігається значне інерційне переміщення штока виконавчого механізму.

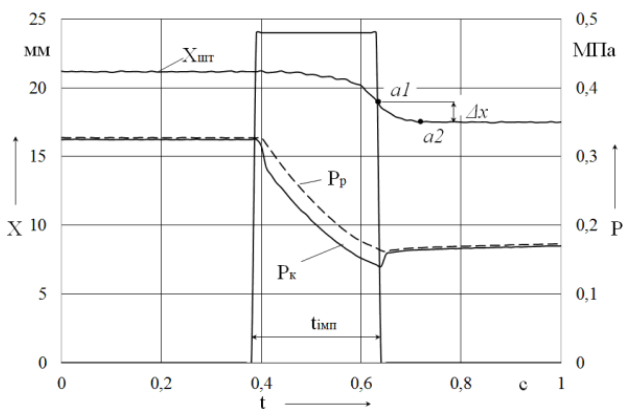


Рисунок 2. Робочий процес виконавчого механізму ЕППЗ при подачі напруги у вигляді безперервного сигналу

Відповідно до осцилограми (рис. 2), ідеальним

виглядає випадок зупинки штока виконавчого механізму в точці $a1$, безпосередньо у момент закриття електропневматичного клапана. Але результати експерименту показують, що після закриття клапана шток продовжує переміщуватися на відстань Δx , яка для даного випадку, складає близько 45% від переміщення штоку. Відносно загального ходу штоку відстань Δx складає близько 10%. У цьому випадку необхідно встановлювати зону нечутливості відповідного розміру для виключення коливального характеру руху штоку. Зона нечутливості, що відповідає значенню 10% (2,2 мм) є неприйнятною з точки зору точності позиціонування.

У разі застосування для керування електропневматичним клапаном ШІМ (рис. 3) спостерігається невелике збільшення тривалості процесу переміщення штока виконавчого механізму, але при цьому також слід відзначити набагато точніше його позиціонування.

Після припинення подачі напруги на електропневматичний клапан в точці $b1$ простежується інерційний рух штока до точки $b2$, величина цього переміщення складає близько 10% від переміщення штоку. Сумарний час роботи електропневматичного клапана в даному випадку склав $\Sigma t_{имп}=0,4$ с. Відносно загального ходу штока переміщення Δx складає близько 2,7%.

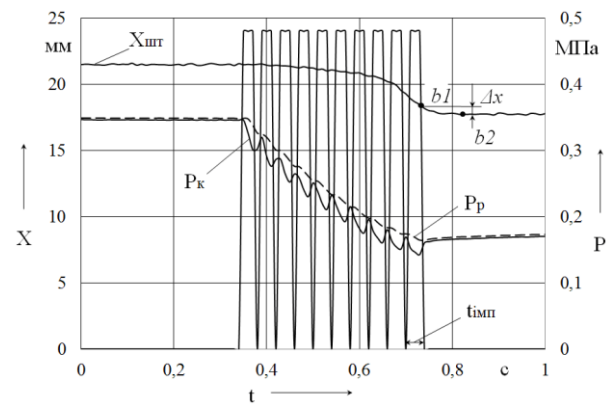


Рисунок 3. Робочий процес виконавчого механізму ЕППЗ при подачі напруги у вигляді ШІМ

Аналіз проведених досліджень [3] підтвердив доцільність застосування ШІМ для керування електропневматичними клапанами. Подальша побудова алгоритму керування ЕППЗ впритул пов'язана з вибором оптимальних параметрів широтно-імпульсної модуляції.

Як відомо [4], велика кількість вживаних рухомих гумових ущільнень збільшує тертя при переміщенні деталей, що призводить до появи значної петлі гістерезису на статичній характеристиці приводу та погіршує його чутливість. Оскільки в конструкції виконавчого механізму розробленого ЕППЗ присутні рухомі гумові ущільнення, перед побудовою алгоритму роботи

системи керування необхідно визначити ступінь впливу гістерезису на роботу ЕППЗ.

Висновки

В результаті проведеного аналізу експериментальних даних можна зробити висновок, що для забезпечення якісних експлуатаційних характеристик АССС, таких як хороша слідкуюча дія та висока швидкодія, використання широтно-імпульсної модуляції при керуванні електропневматичними клапанами неминуче. Наявність гістерезису у виконавчому механізмі підкреслює необхідність застосування різних параметрів ШІМ, в залежності від режиму роботи приводу. Вибір оптимальних параметрів ШІМ можна робити на основі результатів експериментальних досліджень або математичного моделювання роботи електропневматичного приводу зчеплення.

Література

[1] Захарик Ю.М. Исполнительные механизмы сцепления с электронным управлением. *Автомобильная промышленность*. 2009. №9. С. 28-29.

[2] Прискорювальний клапан: пат. 109503 Україна: МПК В60К 23/00. №201405006, заявл. 12.05.2014; опубл. 25.08.2015, Бюл. №16, 4 с.

[3] Богомолов В.А., Клименко В.И., Михалевич Н.Г., Ярита А.А. Выбор способа управления рабочим процессом и построение алгоритма управления электропневматическим приводом сцепления. *Вестник ХНТУСГ имени Петра Василенка*. 2014. №155. С. 14-20.

[4] Богомолов В.А., Клименко В.И., Михалевич Н.Г., Ярита А.А. Построение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства / *Вестник НТУ «ХПИ»*. Серия: Автомобиле- и тракторостроение. 2014. №8 (1051). С. 164-169.

Відомості про авторів

Олександр Ярита, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобілів імені А.Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-4948-6577](https://orcid.org/0000-0003-4948-6577).



ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВОГО ККД ГВИНТОВИХ НЕГЕРМЕТИЧНИХ ВАНТАЖНИХ НАСОСІВ ДЛЯ СПЕЦІАЛЬНИХ СИСТЕМ НАЛИВНИХ СУДЕН

Щедролосєв О.В. ✉

Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

гвинтові негерметичні насоси, спеціальні системи наливних суден, споживана потужність, об'ємний ККД, в'язкість рідини

В результаті аналізу перерахункових залежностей гвинтових негерметичних насосів для спеціальних систем наливних суден отримано розрахункову залежність зміни ККД від в'язкості рідини, яка перекачується, що дозволяє визначати оптимальні параметри технічних засобів і технологічних процесів за умов мінімальних витрат енергії й палива.

Вступ

Економічність є одним із найважливіших показників насосів. Її величина визначається коефіцієнтом корисної дії – ККД насоса. Застосування гвинтових негерметичних вантажних насосів у якості циркуляційних в системах підігріву в'язких вантажів, що перевозяться, на універсальних наливних судах ставить завдання визначення їх економічності [4, 5].

Актуальність досліджень

Економічність, оцінка працездатності та межі застосовності насосів дозволяють вирішити актуальні питання про підхід, принципи вибору, та застосовності того чи іншого типу вантажних насосів на універсальних та спеціальних наливних судах.

Викладення основного матеріалу

Відомо, що гвинтові негерметичні насоси не оптимізовані, тому в літературі відсутні розрахункові залежності для визначення їх параметрів. При виборі насосів основні параметри визначаються за даними специфікаційних випробувань з ДСТ та технічних умов на їхнє постачання: подача – V , м³/с; тиск – P , МПа; частота обертання – n , с⁻¹; висота всмоктування – h_v , м; в'язкість специфікаційної рідини, на якій визначені параметри насоса – ν , м²/с; ККД – η ; габарити та маса.

Решта всіх параметрів, необхідних для вибору насоса, а також отриманих при зміні n , ν і

p рекомендується визначати розрахунковим шляхом.

При зміні режиму роботи гвинтових насосів (ГН) перерахунок подачі та споживаної потужності N здійснюється за формулами, наведеними в [1, 3]

– при зміні частоти обертання, n

$$V_i = V_t [n_i/n - (1 - \eta_0)],$$

$$N_i = \frac{V_t p n_i}{36,7n} [1 + (\eta_0/\eta - 1)\sqrt{n_i/n}];$$

– при зміні в'язкості, ν

$$V_i = V_t [1 - (1 - \eta_0)\nu_i/\nu],$$

$$N_i = \frac{V_t p}{36,7n} [1 + (\eta_0/\eta - 1)\sqrt{\nu_i/\nu}];$$

– при зміні тиску, p

$$V_i = V_t [1 - (1 - \eta_0)p_i/p],$$

$$N_i = \frac{V_t p_i}{36,7n} [1 + (\eta_0/\eta - 1)p/p_i],$$

де i – індекс, що відноситься до нового режиму роботи;

t – індекс, що означає теоретичне значення подачі;

$\eta_0 = 0,5...0,9$ – об'ємний ККД насоса (великі значення набувають для більших і менш напірних насосів).

Вплив в'язкості рідини, що перекачується, також позначається на зміні об'ємної подачі і споживаної насосом потужності N . Одним із складових ККД ГНН насоса є об'ємний коефіцієнт η_0 ,

який відповідає відношенню дійсної подачі V до теоретичної подачі V_T .

Величина об'ємного ККД, η_0 ГНН визначається за графіками (рис. 1), побудованим на підставі експериментальних даних з роботи автора [2].

На рис. 1 показано залежність η_0 від відношення радіусів западин r і виступів нарізки $R - r/R$, при різних значеннях критеріїв Гумбеля G і Рейнольдса Re , а також відношення кроку нарізки h до R рівного 1.

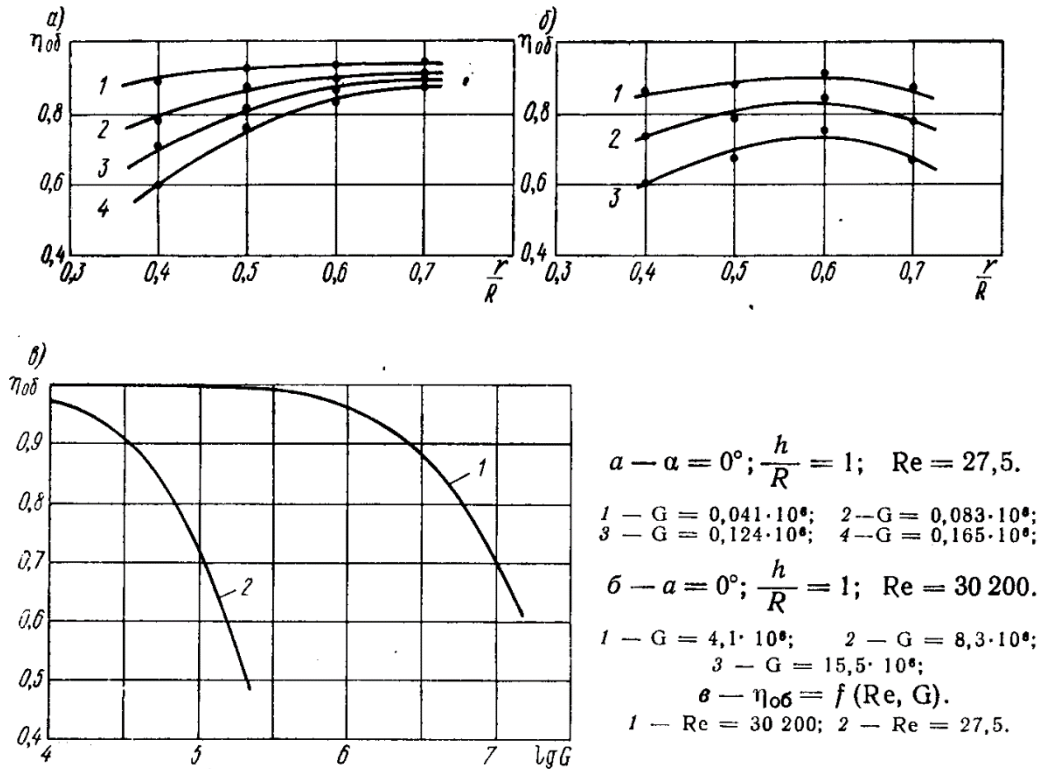


Рисунок 1. Об'ємний коефіцієнт корисної дії

Критерій Гумбеля визначається залежністю первинної [3]

$$G = Re E_u = \Delta P / (v n), \quad (2)$$

$$N_{mp,i} = N_{mp} \sqrt{v_i / v}. \quad (6)$$

де Re – критерій Рейнольдса

$$Re = n R^2 / v, \quad (3)$$

Використовуючи залежність (5), представимо потужність тертя $N_{тр,i}$ при новій в'язкості v_i в наступному вигляді

E_u – критерій Ейлера

$$E_u = \Delta P / (\rho n^2 R^2). \quad (4)$$

$$N_{mp,i} = N_m (\eta_0 / \eta - 1) \sqrt{v_i / v}. \quad (7)$$

Вплив зміни в'язкості v_i рідини, що перекачується, позначається не безпосередньо на споживану насосом потужність N , а на її складову – потужність тертя $N_{тр}$, що визначається різницею між споживаною потужністю N і теоретичної N_T , тобто

Корисна потужність N_n , кВт, під впливом нової в'язкості v_i з урахуванням (1) дорівнює

$$N_n = V (1 - (1 - \eta_0) v / v_i) P, \quad (8)$$

$$N_{mp} = N - N_m = N_m (\eta_0 / \eta - 1). \quad (5)$$

де множник $1 - (1 - \eta_0) v / v_i$ можна представити як коефіцієнт впливу в'язкості на подачу – k_v .

Споживана потужність з урахуванням (7) і (8) дорівнює

$$N = N_n + N_{тр}. \quad (9)$$

Значення η прийнято за даними ДСТ, за спеціфікаційними випробуваннями.

При змінній в'язкості v_i і постійних P і n потужність тертя $N_{тр}$ прямо пропорційна кореню квадратному з відношення нової в'язкості v_i до

Так як повний ККД (η) визначається по відношенню корисної потужності N_n до споживаної N ,

$\eta = N_{\text{п}}/N$, то з урахуванням формул (5) - (8), після нескладних перетворень отримаємо розрахункове значення повного ККД η у вигляді залежності від зміни в'язкості ν

$$\eta_i = \frac{1 - (1 - \eta_o) \nu_i / \nu}{1 + (\eta_o / \eta - 1) \sqrt{\nu_i / \nu}}. \quad (10)$$

Висновки

Отримана розрахункова залежність ККД – η_i (10) від зміни в'язкості ν_i дозволяє використовувати її в алгоритмах математичної моделі спеціальних систем підігріву та вивантаження вантажів наливних суден щодо визначення оптимальних параметрів технічних засобів і технологічних процесів за умов мінімальних витрат енергії та палива.

Література

- [1] Будов В.М. Судовые насосы: Справочник. – Л.: Судостроение, 1988. – 432 с.
- [2] Женовак Н.Г. Судовые винтовые негерметичные насосы. – Л.: Судостроение, 1979. – 144 с.
- [3] Пыж О.А., Харитонов Е.С., Егорова П.Б. Судовые винтовые насосы. – Л.: Судостроение, 1969. – 196 с.
- [4] Кутыркин В.А., Постников В.И. Специальные системы нефтеналивных судов. Справочник. – М.: Транспорт, 1983. – 192 с.
- [5] Щедролосев А.В. Выбор типа грузовых насосов для универсальных наливных судов // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – № 6. – С. 94–99.
- [6] Щедролосев А.В. Оценка экономической эффективности работы циркуляционного насоса системы подогрева жидких грузов на наливных судах // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – № 5. – С. 77–87.

Відомості про авторів

Олександр Щедролосев, д.т.н, професор, завідувач кафедри суднобудування та ремонту суден, Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-7972-3882](https://orcid.org/0000-0001-7972-3882).



ПІДХОДИ ДО ПОБУДОВИ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ПРОЦЕСАМИ УПОРСКУВАННЯ ЦИЛІНДРОВОГО МАСТИЛА СУДНОВИХ ДВИГУНІВ

Сіманенков А.Л.¹, Бігун С.В.¹, Лебеденко Ю.О.²✉

¹Херсонська державна морська академія, Україна

²Київський національний університет технологій та дизайну, Україна

Анотація

Ключові слова:

Система змащення, лубрикатор, головний двигун, система керування, експлуатація

Матеріали дослідження присвячені аналізу проблем керування процесом змащення суднових головних двигунів, з метою розробки високоефективних методів та засобів керування процесом змащення ефективного змащення поверхонь головного двигуна, що труться. Завдання керування спрямована на підвищення ресурсу головного двигуна, забезпечення безпечної експлуатації, надійності й мінімізації витрат праці на обслуговування, а також підвищення ефективності функціонування системи змащенням головного двигуна за рахунок підвищення точності дозування циліндрового мастила. Було виконано аналіз підсистем змащення головного двигуна, розглянуто їх принцип дії та особливості експлуатації, сформульовано вимоги до структури системи автоматичного керування та до її складових частин.

Вступ

Однією з найважливіших умов для надійної роботи двигуна є правильний режим змащення, якість мастила та очищення під час його експлуатації [1].

Система змащення має за мету забезпечити доставку мастила до поверхонь дизельного двигуна, що труться, з метою зменшення сил тертя, відведення теплоти, що виникає під час тертя, та очищення поверхонь від продуктів зносу, нагару та інших сторонніх частинок. Особлива увага приділяється змащенню циліндрів, оскільки погане мастило або його надмірне надходження може призвести до сильного нагаротворення в циліндрі та пригорання поршневих кілець.

Належне змащення двигуна забезпечує його надійну і безвідмовну роботу, дозволяє зменшити експлуатаційні витрати, а також витрати на обслуговування та ремонт.

Актуальність досліджень

Ефективність сучасних систем змащення визначається багатьма факторами, зокрема структурою системи керування та ефективністю алгоритмів її функціонування, аналізу шляхів

удосконалення яких присвячено дане дослідження. Довгий час традиційним способом надання циліндрової мастила на дзеркало циліндрової втулки були механічні лубрикатори, але за останні роки вони майже повністю були витіснені сучасними системами з електронним керуванням.

Використання спеціальних форсунок, що розпорошують циліндрове мастило по всьому колу втулки циліндра у верхній її частині в сучасних системах циліндрового змащення, дозволяє досягти ефективної роботи головного двигуна при одночасному зменшенні витрат циліндрового мастила на 40-50% за рахунок рівномірного розподілу мастила по поверхні втулки циліндра під час кожного циклу.

Таким чином, підвищення ефективності процесів керування упорскування циліндрового мастила суднових двигунів є важливою науково-технічною задачею. Дане дослідження має на меті аналіз та розробку практичних рекомендацій з експлуатації системи управління мастилом головного двигуна з метою забезпечення її ефективної роботи.

Викладення основного матеріалу

Масляна система складається з запасних та

видаткових масляних цистерн, масляних фільтрів, маслоохолоджувачів та маслопідігрівачів, масляних насосів, регуляторів температури мастила, арматури, трубопроводів та контрольно-вимірювальної та керуючої апаратури.

В системі «Альфа-лубрикатор» фірма MAN Diesel [2] мастило надходить із системи гідроприводу (близько 200 бар) за допомогою поршня до плунжерів, які під великим тиском нагнітають мастило до відповідних форсунок, встановлених у циліндрових втулках замість традиційних штуцерів (неповоротних клапанів). Форсунки розпилюють масло на поверхні поршневих кілець і втулок у момент, коли пакет поршневих кілець проходить повз форсунки при русі поршня від нижньої мертвої точки до верхньої.

Таким чином, мастило рівномірно розподіляється по поверхнях тертя, що значно покращує умови формування надійної плівки мастила на цих поверхнях, дозволяючи суттєво скоротити витрату циліндрового мастила при хорошому стані поверхонь тертя. Управління альфа-лубрикатором електричне, система управління регулює дозування мастила до вмісту сірки у паливі [3].

Фірма WARTSILA NSD розробила і впровадила на дизелях серії RTA систему імпульсної лубрикаторної системи змащення циліндрів «Retrofit Pulse Lubricating System»(PPLS) (рис. 1) [4].

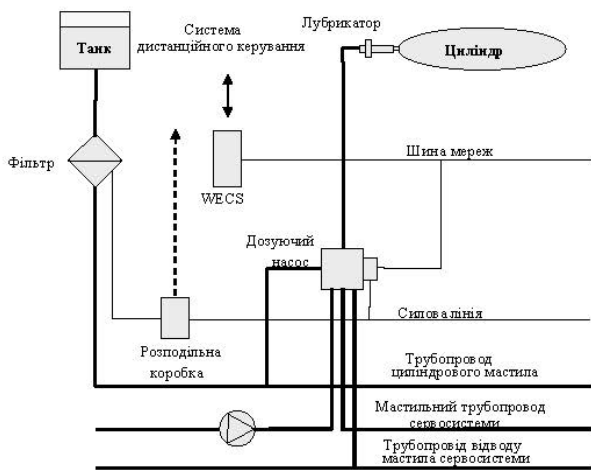


Рисунок 1. Принципова схема системи лубрикаторного змащення «Retrofit Pulse Lubricating System»

Система PPLS складається з: імпульсного мастильного модуля, що складається з дозуючого насоса з електронним керуванням; форсунок (до восьми в одному ряду), розташованих по діаметру циліндрової втулки; фільтрувальної і вимірювальної системи; допоміжного приводу подання циліндрового мастила; системи керування; двох датчиків кута повороту

колінчастого валу, один з яких резервний.

Імпульсний мастильний модуль для кожного циліндра складається з насоса, що дозує, 4-ходового соленоїдного клапана, датчика тиску, електроніки, керуючої гідроаккумулятора діафрагмового типу, зібраних в один вузол.

Принцип роботи імпульсної лубрикаторної системи змащення циліндрів полягає у впорскуванні точної кількості циліндрового мастила в певний момент часу під тиском у пакет поршневих кілець і на спідницю поршня, звідки мастило рівномірно розподіляється по втулці циліндра. Залежно від навантаження на циліндр система управління двигуна посилає відповідний сигнал на контролюючу електроніку мастильного модуля, інформуючи її про кількість мастила, що вимагається.

Структурна схема системи керування лубрикаторним змащенням наведена на рис. 2 [5].

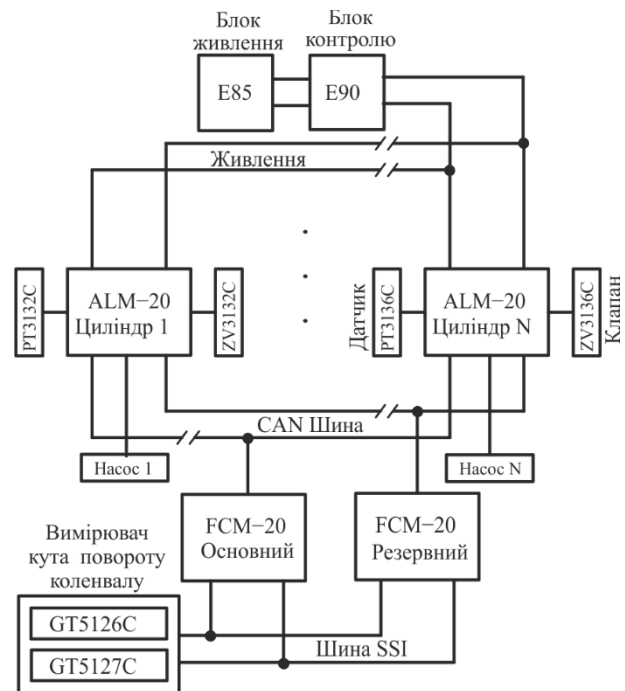


Рисунок 2. Структурна схема системи управління лубрикаторним змащенням

Система управління складається з ряду модулів ALM-20. Зв'язок забезпечується через шину CAN із забезпеченою надмірністю. Блок живлення E85 постачає електроенергію до контрольної коробки E90, а потім до модулів ALM-20. Кожен модуль ALM-20 має датчик тиску і провідний соленоїдний клапан. Датчик тиску контролює тиск дозування, а електромагнітний клапан з 4-дюймовим приводом запускає змащувальний насос. Наведене вище розташування контролюється системою керування двигуном WECS-9500 за допомогою модулів FCM-20. Подвійне виконання забезпечує надмірність шини CAN, а також зв'язок з датчиками кута

колінвалу. Керування подачею мастила здійснюється за допомогою виконавчих механізмів лубрикаторів з магістралі змащення, в якій необхідно підтримувати необхідний тиск.

Таким чином, система змащення головного двигуна є складним об'єктом, що потребує контролю великою кількістю величин в реальному часі, зокрема: температури мастила, тиску у лубрикаторах, в'язкості мастила [5].

Крім того, з огляду на те, що зараз використовуються різні видів циліндрових олив та палив з різним вмістом сірки, та особливостей конструкції систем змащення, також необхідно керувати дозуванням з урахуванням характеристик палива для виключення невизначеності у виборі ефективної витрати циліндрового мастила.

В теперішній час найбільш ефективним способом забезпечення безпечної, ефективної та екологічної експлуатації циліндро-поршневих груп малооборотних дизелів вважається контроль за показниками відпрацьованого циліндрового мастила [6].

Висновки

Підвищення ефективності функціонування системи змащення головного двигуна можливе за рахунок впровадження сучасних засобів мікропроцесорної техніки з можливістю оперативного зв'язку з системою дистанційного управління головного двигуна та загальносудновою обчислювальною мережею. Окремим питанням при цьому залишається забезпечення надійності та ефективного змащення в різних експлуатаційних режимах.

Література

[1] Doug Woodyard. Introduction: A Century of Diesel Progress. In: Doug Woodyard (ed.) Pounder's Marine. Diesel Engines and Gas Turbines. 9th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2009; pp.ix-xxvii.

[2] Alpha Lubricator System 707X-40C Alpha Lubricator System Operation Manual MC Engines [Електронний ресурс], – Режим доступу: https://www.academia.edu/29710496/Alpha_Lubricator_System_707X_40C_Alpha_Lubricator_System_Operation_Manual_MC_Engines

[3] Особливості лубрикаторних систем дизельних двигунів MAN-B&W/ В.М. Богач, Ю.М. Довиденко, І.М. Слободянюк // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 40.-Одеса: НУ «ОМА», 2020. – С. 144 -151.

[4] RTA and RT-flex low-speed engines [Електронний ресурс], – Режим доступу: <https://www.wartsila.com/products/marine-oil->

[gas-engines-generating-sets/rta-and-rt-flex-low-speed-engines](https://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas-engines-generating-sets/rta-and-rt-flex-low-speed-engines)

[5] Experimental study on influence factors of atomization performance of air-blast lubricator / Z. Sun, Z. Shen, X. Li // Zhongnan Daxue Xuebao (Ziran Kexue Ban)/Journal of Central South University (Science and Technology)/ March 2018. 49(3). pp. 600-605. DOI:10.11817/j.issn.1672-7207.2018.03.012.

[6] Tadros, M., Ventura, M. & Guedes Soares, C. Optimization of the Performance of Marine Diesel Engines to Minimize the Formation of SOx Emissions. J. Marine. Sci. Appl. 19, 473–484 (2020). DOI: 10.1007/s11804-020-00156-0

Відомості про авторів

Андрій Сіманенков, к.т.н., старший викладач кафедри експлуатації суднового електрообладнання та засобів автоматизації, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-0797-5276](https://orcid.org/0000-0003-0797-5276)



Сергій Бігун, аспірант кафедри експлуатації суднового електрообладнання та засобів автоматизації, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0009-0007-6385-3296](https://orcid.org/0009-0007-6385-3296)



Юрій Лебеденко, к.т.н., доцент кафедри інформаційних та комп'ютерних технологій, Київський національний університет технологій та дизайн, Київ, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-1352-9240](https://orcid.org/0000-0002-1352-9240)



СЕКЦІЯ 5
ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ ДЛЯ
ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗІ

INTELLECTUAL ANALYSIS OF TRANSITIONAL MOTIVATIONAL STATES IN THE EVENT OF CRITICAL SITUATIONS IN MARITIME TRANSPORT BY ECDIS DATA

Nosov P.S.^{1✉}, Cherniavskiy V.V.¹, Onyshko D.M.¹, Koretsky O.A.^{1,2}

¹ Kherson State Maritime Academy, Ukraine

² Jens & Waller GmbH & CO.KG, USA

Abstract

Keywords:

Transitional motivational states, navigation, emotional stress, safety of navigation, identification of critical psycho-motivational states, modeling of neural networks

This thesis explores the effect of transient motivational states on performance and safety in the context of navigation. The authors use methods for identifying critical psycho-motivational states (CMMS) using p-adic systems and neural network modeling to identify transient CMMS that can lead to errors in navigator decision making. The main results of the article show that emotional stress can greatly affect decision making and the overall safety of navigation. The novelty of study is the use of p-adic systems in the identification of CMMS and the presentation of neural network modeling results. The findings of thesis present important scientific findings for improving the safety and efficiency of navigation.

Introduction

Transient motivational states in a person can manifest themselves during the day and are changes in motivation caused by various factors, such as a change in the emotional state, the level of fatigue, the presence of stressful situations, changing tasks, etc. [1,2]. Transient motivational states can affect a person's behavior and performance, as well as their physical and mental health [3,4].

In the context of navigation, the emotional stress of navigators during navigational watch can manifest itself, for example, when approaching dangerous places, including ship routes with a large number of common transport and other vessels, bridges, harbors, and also in case of adverse weather conditions [5]. There may also be situations related to technical malfunctions on board, unexpected changes in the itinerary or schedule, and other factors that can lead to a strong conflict between professional duties and personal beliefs, causing tension and stress for skippers [6]. Emotional stress can manifest itself in the form of anxiety, anxiety, fear, irritation, and can affect decision making and the overall safety of navigation.

Relevance of research

During the course of a voyage, boatmasters may encounter various factors that can cause emotional stress, including approaching dangerous places, bad weather, technical problems, changes in the itinerary or schedule, and other situations that may lead to conflicts between professional duties and personal beliefs. These tensions can manifest as anxiety, fear and anger, which can affect decision making and the overall safety of navigation and lead to accidents.

Emotional tension among navigators can lead to errors that can affect the safety of navigation. For example, when performing navigational tasks, such as maneuvering in a port or being in conditions of limited visibility, emotional stress can cause uncontrolled movements of the helm, incorrect commands by helmsmen, as well as incorrect determination of the speed and direction of vessel, which can lead to collisions with other vessels, collision with obstacles, and even shipwreck.

In addition, emotional stress can affect decision making in critical situations. For example, in the event of unforeseen circumstances, such as a severe storm or a technical problem on board, navigators may become emotionally stressed and make

decisions that are inappropriate for the situation. This can lead to serious consequences such as loss of control of vessel or inability to properly respond to critical situations.

Scientists of maritime powers are deeply studying the influence of human factor on the accident's occurrence. Cases of maritime accidents involving crew errors were reviewed, with particular attention to bridge management. The data was analyzed and key factors influencing errors were identified, including lack of training, incorrect use of electronic charts, and poor communication quality between crew members [1]. Also, in scientific research, the authors of earlier publications used the HFACS (Human Factors Analysis and Classification System) to analyze cases of accidents related to the operation of a vessel. They identified the main categories of errors, including lack of attention, lack of skills, problems with decision making, problems with communication, and problems with work organization [2]. Other authors have investigated marine incidents resulting from human error using TOPSIS (Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution) and Fuzzy Analytical Hierarchical Process (FAHP). They developed a methodology for assessing and classifying errors and identified the key factors influencing their occurrence [3].

In addition, in the article [10], a review of studies in the field of maritime safety was carried out, with an emphasis on the role of human factors in it, with the aim of integrating safety and human factors aspects in navigation. And in the article [11], an analysis of the factors associated with human error in maritime accidents was carried out, based on a study of incidents that occurred in the past, in order to draw lessons and offer recommendations for improving safety in the future.

All of the above problem areas and scientific research indicate the importance of research in the field of unpredictable emotional navigators' stress. At the same time, the problem remains unresolved due to the complex formalization of reasons that affect the sudden occurrence of a critical situation during the navigational watch.

However, due to objective circumstances, it is difficult for the captain to consider the possible emotional stress of his navigators in real time and provide them with training and training that will help them learn how to effectively control their emotions and make decisions based on objective navigation data. As a result, there is a need to create specialized intelligent systems that work automatically and allow real-time monitoring of dangerous trends in the change in the motivational state of navigators during navigational watch.

Presentation of the main material

Considering the fact that the activity and psychophysiological parameters of navigators represent a large array of data that dynamically changes and depends on difficultly predictable reasons, appropriate formal-logical methods of data processing should be chosen [12]. One of the modern methods that allows obtaining objective results using the categories of information described above is artificial neural networks.

Based on neural networks, it becomes possible to develop systems that are able to detect violations in the operation of navigators based on an analysis of its behavior, for example, based on the analysis of eye movements and gestures. In addition, it is possible to create systems that can determine the level of concentration and fatigue of the operator based on his biological indicators, such as electroencephalogram (EEG) and heart rate [13]. Such systems can be useful for assessing the state of operator and preventing possible errors associated with insufficient concentration and fatigue [14].

So, if we propose an approach for identifying critical psycho-motivational states in critical situations (CMMS), using p-adic systems, then the following approach to their encoding is quite possible, determining the complexity of the situation [15]. This will make it possible to form a training sample for neural networks and conduct simulations to identify transient CMMS.

At the same time, the threshold CMMS itself was identified to have a code (1301):

$$\gamma_0 = 1; \gamma_1 = 3; \gamma_2 = 0; \gamma_3 = 1.$$

After conducting an experiment with the several cadets being involved, the most typical situations were identified as the following: $CMMS_1=1220$, $CMMS_2=2101$, $CMMS_3=1311$, $CMMS_4=1200$ in accordance with the further to be speaking blocks: the core of the motivational structure; achieving difficult goals; predictive performance assessment; compliance with the being performed activities.

Let us determine the distance between typical situations $CMMS_1 \dots CMMS_4$ and the threshold $CMMS^* (1301) = 85$:

$$\rho(CMMS^*, CMMS_1) = 1301 - 1220 = 21; (9).$$

$$\rho(CMMS_2, CMMS^*) = 2101 - 1301 = 300; (48).$$

$$\rho(CMMS_3, CMMS^*) = 1302 - 1301 = 1; (1).$$

$$\rho(CMMS^*, CMMS_4) = 1301 - 1200 = 0101; (17).$$

Thus, we accomplish the following order of issues where the conditional distance to the threshold MMS^* are meant to be depicted in brackets:

$CMMS2 > CMMS^* > CMMS3 > CMMS1 > CMMS4$: $(CMMS2: CMMS^* (85) + (CMMS2 - CMMS^*) (48) = 133$; $CMMS^*: 85$; $CMMS3: CMMS^* (85) + (CMMS3 - CMMS^*) (1) = 86$; $CMMS1: CMMS^* (85) - (CMMS^* - CMMS1) (21) = 64$; $CMMS4: CMMS^* (85) - (CMMS^* - CMMS4) (17) = 68$).

At the same time, it is vividly seen that there is evidence of referring to $CMMS1$ and $CMMS4$ as not being critical in the chain of orders. Besides, they did highly chance to withstand in the current position until the end of the being performed task without any incident. In its turn, $CMMS2$ and $CMMS3$ are really noticed to be delivering a real

threat of accidents when performing a navigation task.

Let us analyze the experimental data using the results of the survey of sea navigators in the form of $CMMS$ and the factors of ship management applying the $NTPRO 5000$. The obtained data of the navigation simulator permitted to make the model in the form of a graphic spatial trajectory of the ship and a cluster of points defined as $CMMS1-4$ and $CMMS^*$ be built.

As a result of modeling using automated neural networks, data were obtained indicating a significant influence of transient motivational processes on the perception of information by navigators in critical situations (Fig. 1).

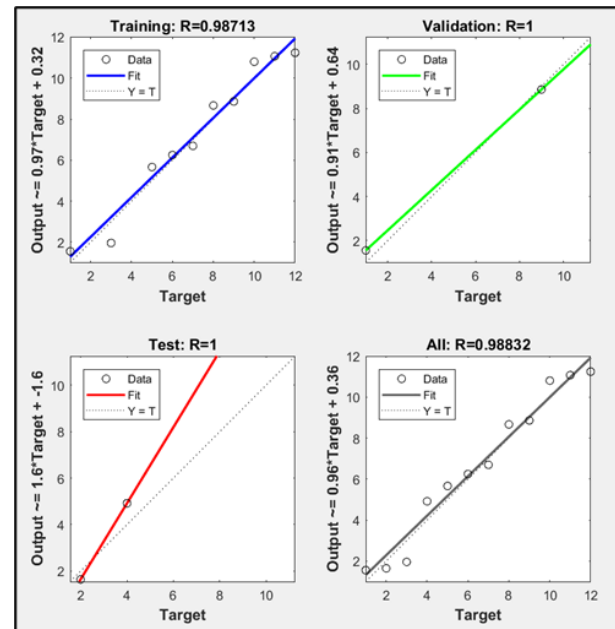
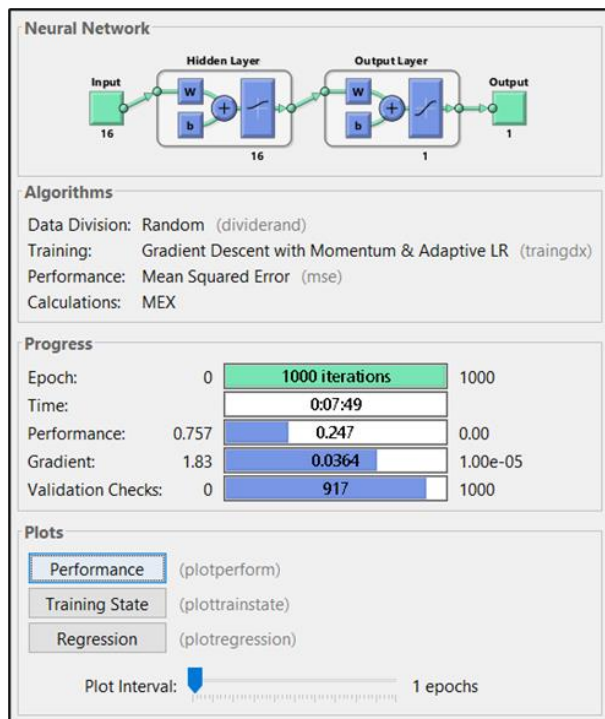


Figure 1. Modeling the impact of transitional motivation on safety

Thus, when the target value was applied to the input of the model, an output value was obtained that was close to 1.6 times the target value, offset by -1.6. Thus, there are some deviations that are not random and may lead to a discrepancy in the understanding of the navigation situation.

In turn, "Best Validation Performance is 0.16252 at epoch 74" means that the model showed the best performance on the validation dataset (a dataset that was not used for training, but on which the model is tested during training) at the 74th training epoch (Fig. 2).

Based on the obtained values, it can be assumed that this neural network was successfully trained.

The gradient value of 0.036377 at the 1000th training epoch indicates that the network training was stable and the gradient (learning rate) was not too high or too low. The value of the accuracy score on the 917-validation data at the 1000th epoch also indicates that the network has successfully trained and can correctly classify the data. The learning rate value of 0.16997 at the 1000th epoch indicates that the learning rate was optimal and did not lead to overfitting or underfitting of network.

From the data obtained, it becomes clear that the deviation from forecast does not depend on the learning ability of network, since She was successfully trained in all respects. In turn, there is the

fact that transient processes in CMMS have an impact on the perception of navigation situation and require deep scientific analysis [16]. This calls for taking the necessary measures to improve

automated systems for identifying transient CMMS and developing intelligent decision support algorithms in maritime transport [17,18].

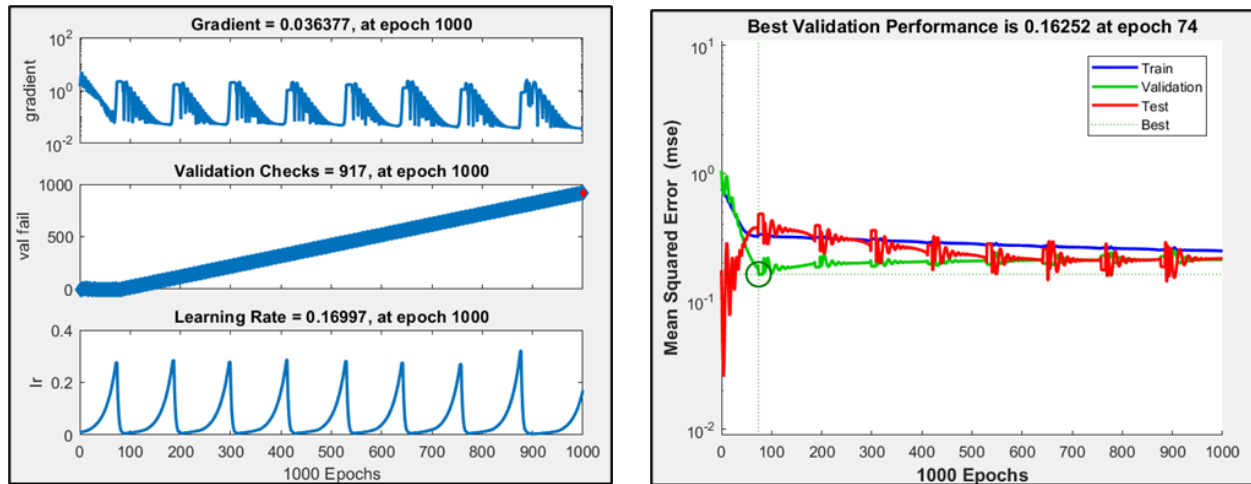


Figure 2. Learning outcomes of a neural network for predicting critical situations

Conclusions

Thus, in the thesis considered various aspects related to safety and efficiency of navigation, as well as investigated the factors influencing occurrence of errors and accidents associated with the management of vessel. An important proposal of thesis is the approach of identifying critical psycho-motivational states (CMMS) using p-adic systems, which allows simulation to identify transient CMMS. The results of neural network modeling were also presented, which showed a significant discrepancy in the forecast of navigator actions during transient critical CMMS, which may lead to errors in the perception of navigation information. At the same time, it was found that model showed the best performance on validation dataset. Overall, the article presents important scientific findings that can help improve the safety and efficiency of navigation.

References

[1] Deci, E.L., & Ryan, R.M. Self-determination theory. *In Handbook of theories of social psychology*. Sage Publications Ltd. 2011. #1, pp. 416-437.
 [2] Deci, E.L., Koestner, R., & Ryan, R.M. A meta-analytic review of experiments examining the effects of extrinsic rewards on intrinsic motivation. *Psychological Bulletin*, 1999. #125(6), 627-668.
 [3] Deci, E.L., Ryan, R.M., Gagné, M., Leone, D. R., Usunov, J., & Kornazheva, B.P. (2001). Need satisfaction, motivation, and well-being in the work organizations of a former Eastern Bloc country: A cross-cultural study of self-determination.

Personality and Social Psychology Bulletin, 27(8), 930-942.

[4] Ryan, R.M., & Deci, E.L. (2000). Self-determination theory and the facilitation of intrinsic motivation, social development, and well-being. *American Psychologist*, 55(1), 68-78.
 [5] Косенко Ю.І., Носов П.С. Механізми ідентифікації та трансформації «знань» суб'єкта критичної інфраструктури // Інформаційні технології в освіті, науці та виробництві. Збірник наукових праць [Текст]. — Вип. 3(4) — Одеса: Наука і техніка 2013, С. 99-104.
 [6] Зинченко С.Н., Носов П.С., Грошева О.А., Маменко П.П., Матейчук В.Н. Управление судном в условиях внешних воздействий. Materials of the XI “Modern information technologies in transport, MINTT-2019” May 28-30, 2019 Kher-son, Ukraine. С 177-178.
 [7] Salminen, S., & Tallberg, P. (2016). Analysis of human errors in marine accidents with a focus on bridge resource management. *Journal of Marine Science and Technology*, 21(4), 575-589. doi: 10.1007/s00773-016-0392-9
 [8] Chen, Y., Yan, X., & Zhu, Y. (2018). Analysis of human error in ship handling accidents using the HFACS framework. *Ocean Engineering*, 148, 102-109. doi: 10.1016/j.oceaneng.2017.11.034
 [9] Aksorn, T., Srisawat, S., & Ratanaolarn, T. (2017). Analysis of human error in marine accidents using TOPSIS and the fuzzy AHP approach. *Ocean Engineering*, 130, 238-247. doi: 10.1016/j.oceaneng.2016.11.033
 [10] Kujala, P., & Törnqvist, T. (2018).

Integrating safety and human factors in shipping: A review of maritime safety research. *Safety Science*, 106, 94-103. doi: 10.1016/j.ssci.2017.12.012

[11] Lappalainen, J., & Sarjoavaara, T. (2019). Analysis of human factors in maritime safety: Lessons learned from marine casualty investigations. *WMU Journal of Maritime Affairs*, 18(1), 49-67. doi: 10.1007/s13437-018-0162-6

[12] Nosov P., Cherniavskiy V., Zinchenko S., Popovych I., Prokopchuk Y., Safonov M. Identification of distortion of the navigator's time in model experiment // *Bulletin of University of Karaganda. Instrument and experimental techniques*, 2020. - № 4(100). P. 57-70. DOI: 10.31489/2020Ph4/57-70

[13] Nosov P.S., Zinchenko S.M., Ben A.P., Nahrybelnyi Ya. A., Dudchenko O.M. Models of decision making by a navigator under implicit agreements with colreg RULES // *Науковий вісник Херсонської державної морської академії: науковий журнал. – Херсон: Херсонська державна морська академія*, 2019. – № 1 (20). – С. 31-38.

[14] Зинченко С.Н., Носов П.С., Грошева О.А., Мащенко П.П., Матейчук В.Н. Избыточность по управлению как количественная мера маневренности судна. *Materials of the XI "Modern information technologies in transport, MINTT-2019"* May 28-30, 2019 Kherson, Ukraine. С 97-99.

[15] Nosov P., Krapuvko G., Ben A., Safonov M., Zinchenko S. Disabling the dynamic positioning of the vessel as a cause of the negative influence of human factor in maritime transport. *МНПК пам'яті професорів Фоміна Ю. Я. і Семенова В. С. (FS - 2019)*, 24 – 28 квітня 2019, Одеса – Стамбул – Одеса. Pages 309-315.

[16] Nosov, P.S., Popovych, I.S., Cherniavskiy, V.V., Zinchenko, S.M., Prokopchuk, Y.A., & Makarchuk, D.V. (2020). Automated identification of an operator anticipation on marine transport. *Radio Electronics, Computer Science, Control*, (3), 158–172. <https://doi.org/10.15588/1607-3274-2020-3-15>

[17] Zinchenko, S.M., Ben, A.P., Nosov, P.S., Popovych, I.S., Mamenko, P.P., & Mateichuk, V.M. (2020). Improving the accuracy and reliability of automatic vessel motion control system. *Radio Electronics, Computer Science, Control*, (2), 183–195. <https://doi.org/10.15588/1607-3274-2020-2-19>

[18] Serhii Zinchenko, Oleh Tovstokoryi, Pavlo Nosov, Ihor Popovych, Vitaliy Kobets, Gennadii Abramov. Mathematical support of the vessel information and risk control systems P. 335-354. // *CEUR Workshop Proceedings*, 2805. <http://ceur-ws.org/Vol-2805/paper25.pdf>

Authors' information

Pavlo Nosov, Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of Navigation Department, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0002-5067-9766](https://orcid.org/0000-0002-5067-9766).



Vasyl Cherniavskiy, Doctor of Education, Professor, Rector, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0001-7551-4186](https://orcid.org/0000-0001-7551-4186).



Dmytro Onyshko, Senior Lecturer, Department of Ship Handling at Sea, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine.



Oleksiy Koretsky, Deep-Sea Master, Jens & Waller GmbH & CO.KG, postgraduate, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine.



USING THE SYSTEM-MORPHOLOGICAL APPROACH AND THE VENN DIAGRAM TO FIND IDEAS FOR MULTIFUNCTIONAL VEHICLES

Kuznietsov Yu.M.✉

National Technical University of Ukraine «Igor Sykorsky Kyiv Polytechnic Institute», Ukraine

Abstract

Keywords:

innovation, morphological analysis, technical idea, transport, Venn diagram

The work is devoted to one of the directions of the search for technical ideas in the methodology of scientific and technical creativity on the example of the creation of multifunctional vehicles on land, water and in the air using a system-morphological approach and a three-level Venn diagram. Consider interesting examples for movement in non-standard situations. The proposed considerations can be useful for students, graduate students and engineering and technical workers when searching for creative and innovative ideas in various branches of the national economy.

Introduction

Any enterprise focused on obtaining profit in the conditions of competition and challenges of time is interested in creating new equipment that has its own life cycle. Powerful factors causing the replacement of one type of product by another are the improvement of technologies, fashion challenges, the use of economic and ecological sources of energy, materials, multifunctional use, etc. Any branch of industry, if it does not develop, is not improved, does not flexibly adapt to the requirements of the times, in the conditions of increased competition, it will definitely turn out to be unsustainable in the modern world and doomed to degradation. Moreover, with the appearance of new types of products, the period of use of existing products will be constantly shortened. Therefore, in the process of creating a new product, it is necessary to search for new ideas with a further chain of sequential implementation by stages: selection of ideas, analysis of production and sales opportunities; product development; research products; checking the state of the market; organization of mass production [3,5]. Back in the Stone Age, Man began to use simple tools to facilitate physical labor, food and fire. From the moment of the invention of the wheel, Man began to look for ways and means of his movement, in order not to walk, but to create various means of transport for the transportation of people, things and various loads on land, water and above them, and, in particular, in order to reduce the time of covering long distances,

overcoming obstacles, adapting to the terrain and climatic conditions. The search for new vehicles and especially multifunctional ones determines the relevance of these studies using modern approaches.

Analysis of previously conducted research

In the work [5] a method of generating ideas based on a diagram of ideas is proposed, which, according to the authors, due to its clarity, helps to increase the flexibility of thought when searching for different solutions to a problem or task. For the case of finding an idea for creating a new transport system, a diagram of ideas is given, which provides for the listing of various areas of use, subareas, small headings, etc. The more detailed the diagram, the greater the probability of extracting useful ideas from it, and the visual presentation of some ideas contributes to their clearer understanding, which prompts the designer to a more creative approach. The given diagram is not complete and allows you to supplement it with new ideas. But it gives more options than associative methods [2].

The most widespread systematic method of generating ideas is the method of morphological analysis [4], which, depending on the morphological features and alternatives for each feature, gives a very large number of options, which makes it difficult to formalize the selection of the best solutions from astronomical set.

Research results

In contrast to earlier studies, it is proposed to consider only those vehicles that do not require railway tracks, movement under water and in space. Research is aimed at finding such constructive and design layouts of vehicles that, in conditions of flexible production and using the modular principle, significantly reduce material and energy costs. The process of finding hybrids of multifunctional vehicles (land *L*, water *W*, air *A*) can be represented graphically using a three-level crossing model (Fig. 1), which corresponds to the ratio $1_3 (LWA) 3_2 (LW, WA, LA) 3_1 (L, W, A)$ and the three-level Venn diagram (Fig. 2) [1].

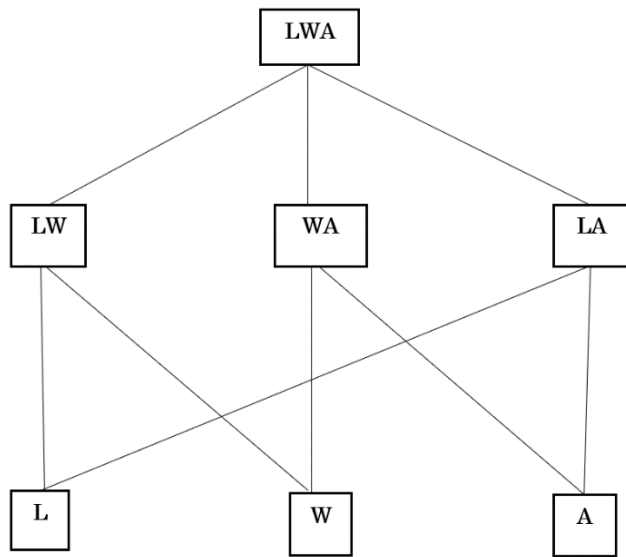


Figure 1. A graphic representation of the creation of hybrids of multifunctional vehicles

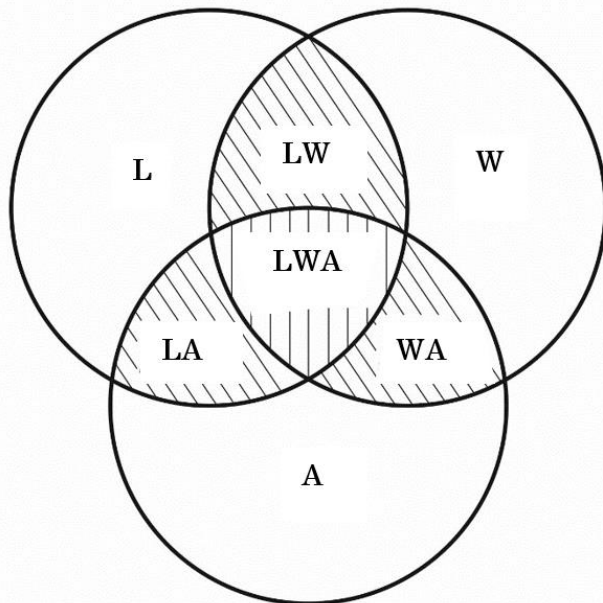


Figure 2. Three-level Venn diagram

For three morphological features (land *L*, water *W*, air *A*), we will build a morphological model in the form of a morphological matrix and Table 1.

Morphological matrix of vehicles

$$M_v = \begin{bmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 \\ 1.3 & 2.3 & 3.3 \end{bmatrix}$$

Table 1. Morphological table of vehicles

1. land	2. Water	3. Air
L	W	A
1.1. Car	2.1. Ship	3.1. Plane
1.2. Bus	2.2. Catamaran	3.2. Helicopter
1.3. No	2.3. No	3.3. No

The total number of variants of structural and design layouts of vehicles will be $N_v = 3 \times 3 \times 3 = 27$. We will represent the following tuples - morphological formulas *:

- $X_1 = 1.1 - 2.1 - 3.1$
- $X_2 = 1.1 - 2.2 - 3.1$
- $X_3 = 1.1 - 2.3 - 3.1$
- $X_4 = 1.1 - 2.1 - 3.2$
- $X_5 = 1.1 - 2.2 - 3.2$
- $X_6 = 1.1 - 2.3 - 3.2$
- $X_7 = 1.1 - 2.1 - 3.3$
- $X_8 = 1.1 - 2.2 - 3.3$
- $X_9 = 1.1 - 2.3 - 3.3$
- $X_{10} = 1.2 - 2.1 - 3.1$
- $X_{11} = 1.2 - 2.2 - 3.1$
- $X_{12} = 1.2 - 2.3 - 3.1$
- $X_{13} = 1.2 - 2.1 - 3.2$
- $X_{14} = 1.2 - 2.2 - 3.2$
- $X_{15} = 1.2 - 2.3 - 3.2$
- $X_{16} = 1.2 - 2.1 - 3.3$
- $X_{17} = 1.2 - 2.2 - 3.3$
- $X_{18} = 1.2 - 2.3 - 3.3$
- $X_{19} = 1.3 - 2.1 - 3.1$
- $X_{20} = 1.3 - 2.2 - 3.1$
- $X_{21} = 1.3 - 2.3 - 3.1$
- $X_{22} = 1.3 - 2.1 - 3.2$
- $X_{23} = 1.3 - 2.2 - 3.2$
- $X_{24} = 1.3 - 2.3 - 3.2$
- $X_{25} = 1.3 - 2.1 - 3.3$
- $X_{26} = 1.3 - 2.2 - 3.3$
- $X_{27} = 1.3 - 2.3 - 3.3$

* alternatives that differ from option X1 are highlighted in bold

The analysis of the synthesized options shows the following: option X27 is rejected due to impossibility of implementation; 6 options X9, X18, X21, X24 – X26 are designed to perform one function (car, bus, plane, helicopter, ship, catamaran); 8 options X1, X2, X4, X5, X10, X11, X13, X14 are assigned to perform three functions; the other 12 variants are designed to perform two functions.

You can increase the number of options by expanding the morphological model.

For example, in Table 1, for the sign of air, add alternative 3.4. Airplane-helicopter and take connection $X_{28} = 1.3 - 2.3 - 3.4$. We will get a hybrid that was created in the USA under the name of a

convertible (Bell V-280 Valor model) [6].

Among the proposed options there are many interesting ones, for which we will give examples.

Example 1. $X_6 = 1.1 - 2.3 - 3.2$ (car-helicopter): the car drives along the highway, approaches a destroyed bridge over the river, stops, the driver switches gears from the engine to the propeller located on the roof of the car, the latter rises up and flies on the opposite side of the river.

Example 2. $X_{16} = 1.2 - 2.1 - 3.3$ (bus - ship): the need for urgent transportation of vacationing tourists from the island, where the tropical rains began, to the mainland.

Example 3. $X_8 = 1.1 - 2.2 - 3.3$ (car – catamaran): a catamaran is attached to the bottom of the car, which allows you to cross deep depressions with water or swim across rivers without difficulty.

Example 4. $X_2 = 1.1 - 2.2 - 3.1$ (car – catamaran – plane): the car body is made in the shape of an airplane fuselage, to the bottom of which a catamaran is attached, the wings can be folded over the fuselage; it is possible to move on land and water, as well as fly.

After the selection of the best idea and the economic justification, they proceed to the design process, which is multivariate at the stages of development: the technical task; technical proposal; sketch, technical and working projects.

Conclusions

1) The process of designing new equipment is complex and represents a consistent solution of multi-level, multi-cycle, multi-criteria and multi-extreme problems of synthesis, analysis and measurements, starting from the choice of an idea and ending with the creation of a structure with optimal parameters.

2) The construction for which an optimal, or at least a rational idea is chosen, will be optimal.

3) It is worth remembering that a designer who focuses on an analogue, including a foreign one, which corresponds to the highest world achievements, automatically condemns his future equipment to fall behind.

4) The proposed idea generation approach can be used to create any technique.

References

[1] Zyuzkov V.M. *Mathematical logic and theory of algorithms: textbook*. Tomsk: El Content. 2015. 236 p.

[2] Kuznetsov Yu.M., Novosyolov Yu.K.,

Lutsiv I.V. *Theory of technical systems*. Under the editorship Yu.M. Kuznetsova. K.: Sevastopol. 2012. 246 p.

[3] Kuznetsov Yu.M. *Theory of solving creative problems*. Ltd «ZMOK» – «GNOSIS». 2003. 294 p.

[4] Odrin V.M. *Method of morphological analysis of technical systems*. M. VNIIPY. 1989. 312 p.

[5] Polovynkin A.I. *Fundamentals of engineering art: Textbook. manual for university students*. M. Mashinostroenie. 1988. 368 p.

[6] https://uk.wikipedia.org/wiki/Bell_Boeing_V-22_Osprey

Authors' information

Yuriy Kuznietsov, Doctor of technical science, professor, Department of Machine Design, Educational and Research Institute of Mechanical Engineering, Kiev, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0002-5107-3600](https://orcid.org/0000-0002-5107-3600).



ІНТЕГРОВАНА СИСТЕМА ПРОВАДЖЕННЯ АНГЛІЙСЬКОЇ МОВИ В ЗАКЛАДАХ ВИЩОЇ ОСВІТИ ІНЖЕНЕРНОЇ ТА ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗЕЙ

Поливода В.В.^{1✉}, Поливода О.В.²

¹ Херсонська державна морська академія, Україна

² Херсонський національний технічний університет, Україна

Анотація

Ключові слова:

база даних, інтернаціоналізація, інформаційна система, освітній простір.

Доповідь присвячена питанням комплексного та всебічного врегулювання провадження англійської мови у закладах вищої освіти, за основними напрямками діяльності, в тому числі за рахунок інтегрованих інформаційних систем.

Вступ

У статті 10 Конституції України [1] зазначено, що державною мовою в Україні є українська мова. Особливий статус українська мова набуває подальшого затвердження у відповідних підзаконних актах, наприклад, в Законах України «Про забезпечення функціонування української мови як державної» [2], «Про освіту» [3], у новому Законі України «Про основні засади державної політики у сфері утвердження української національної та громадянської ідентичності» [4], який набув чинності 1 січня 2023 року.

Поруч з тим, у зазначеній статті 10 Конституції України записано, що «Держава сприяє вивченню мов міжнародного спілкування». В Законі України «Про освіту» визначається що мовою міжнародного спілкування є, насамперед, англійська мова.

Незважаючи на потужну нормативну базу, існують складнощі, об'єктивного та суб'єктивного характеру, послуговування англійською мовою у закладах вищої освіти (ЗВО).

Актуальність досліджень

Англійська мова є найпоширенішою іноземною мовою в 19 з 25 країн-членів ЄС (звісно, не враховуючи Ірландію та Великобританію). Англійська мова на сьогодні є де-юре офіційною в 60 країнах світу (з 196 існуючих), і фактично таких країн значно більше, бо в низці інших країн вона є де-факто такою через історичні причини. Англійська мова є однією з шести мов ООН, є офіційною мовою ЄС.

Вивчення іноземних мов визначено одним із пріоритетів внутрішньої політики ЄС, тому і

внутрішня політика України спрямовується на це, володіння англійською мовою дає можливість громадянам України стати повноцінними суб'єктами взаємовідносин на усіх можливих світових ринках, включаючи ринок праці. Уряд України розробив законопроект про встановлення особливого статусу англійської мови в Україні як мови міжнародного спілкування [5], що буде кроком до інтеграції українців у європейську спільноту.

Передбачається, що проектом закону буде офіційно закріплено статус англійської мови як однієї з мов міжнародного спілкування в Україні, визначено категорії посад, кандидати на зайняття яких зобов'язані володіти англійською мовою, унормовано особливості застосування англійської мови в роботі органів державної влади, у сферах освіти, культури та транспорту тощо. Згідно із поточною редакцією згаданого законопроекту, обов'язково англійською мають володіти держслужбовці, зокрема, науково-педагогічні працівники вишів.

З метою комплексного та всебічного врегулювання питання забезпечення функціонування англійської мови у ЗВО потрібно розроблювати і впроваджувати інтегровані інформаційні системи, які дозволять супроводжувати та контролювати процеси провадження англійської мови у всіх напрямках діяльності ЗВО, насамперед таких як: освітній процес, наукова та інноваційна діяльність, міжнародне партнерство та інтеграція, розвиток кадрового капіталу. Такі інтегровані системи сприятимуть подальшій інтернаціоналізації ЗВО та створить умови для підтримки та налагоджування співпраці з іноземними партнерами, стейкхолдерами, роботодавцями та іншими заінтересованими сторонами.

Викладення основного матеріалу

Відповідно до поставленої мети було розроблено інтегровану систему, структура якої наведена на рисунку 1, що пропонується для регулювання процесів у різних напрямках діяльності ЗВО України.

Освіта. Викладання здобувачам вищої освіти окремих освітніх компонентів англійською мовою надасть можливість вивчення сучасної спеціальної технічної літератури, яка відповідає новітнім досягненням у розвитку технології, розуміння відповідних регламентів, процедур, інструкцій, нормативних документів відповідної галузі. Наприклад, Міжнародна конвенція про

підготовку і дипломування моряків та несення вахти [6] наділяє англійську мову особливим статусом. Відповідно до цього у затвердженому стандарті вищої освіти за спеціальністю 271 «Річковий та морський транспорт» [7] до переліку компетентностей випускника включена «здатність використовувати англійську мову у письмовій та усній формі, у тому числі при виконанні професійних обов'язків», а за результатами навчання вимагається високий рівень знання англійської мови, який дозволяє особі використовувати англійську мову у письмовій та усній формі, у тому числі при виконанні професійних обов'язків, а за результатами навчання вимагається високий рівень знання англійської мови, який дозволяє особі використовувати англійську мову у письмовій та усній формі, у тому числі при виконанні професійних обов'язків.

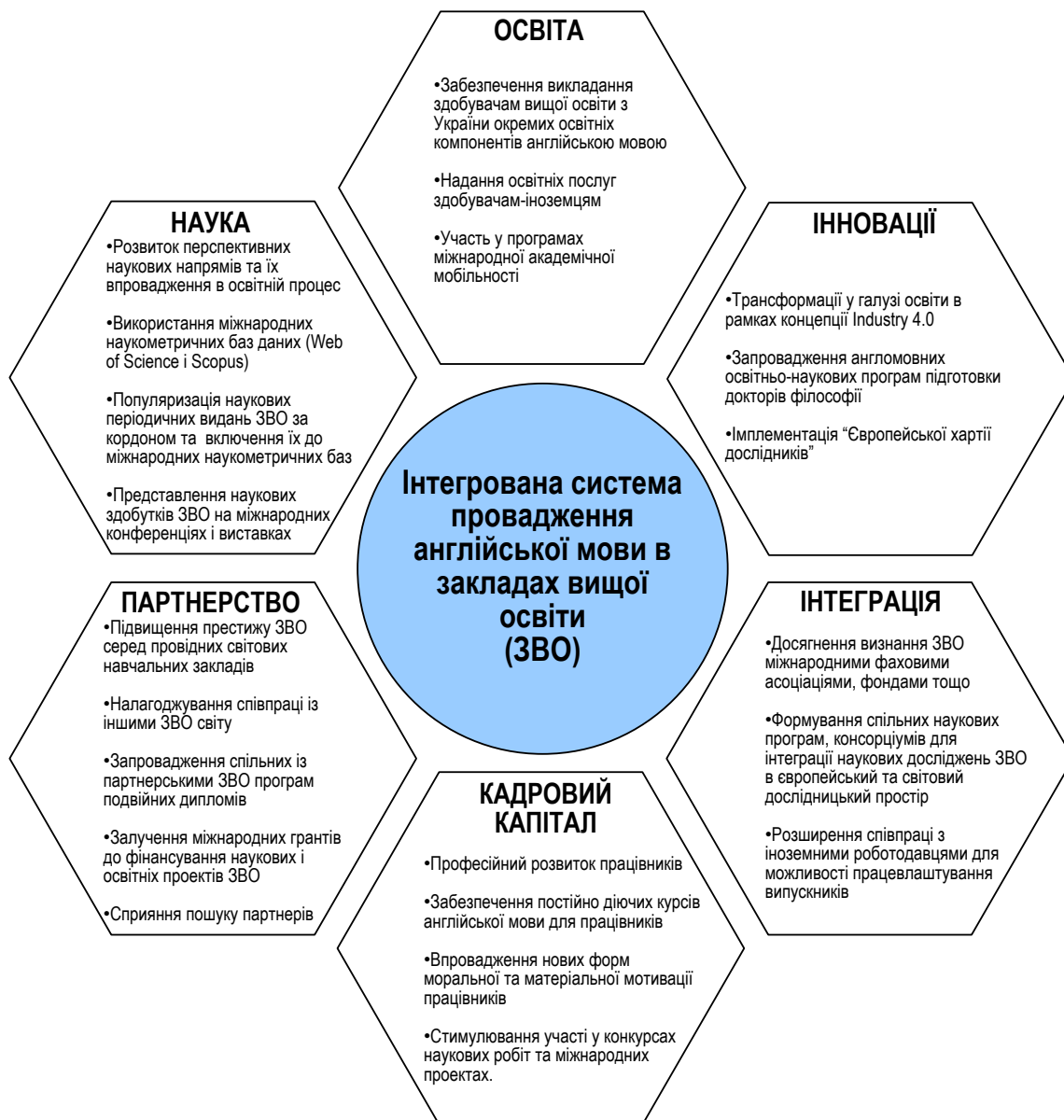


Рисунок 1. Структура інтегрованої системи провадження англійської мови в ЗВО

Тому на засвоєння аналогічних компетентностей та на досягнення програмних результатів навчання, які встановлені в освітньо-професійній програмі «Експлуатація суднового

електрообладнання і засобів автоматизації» [8], окрім безпосередньо «мовних» освітніх компонентів, кафедру «Експлуатація суднового електрообладнання і засобів автоматизації»

проваджується практика викладання окремих освітніх компонент англійською мовою викладачами, що мають достатньо високий рівень знання англійської мови, який підтверджується наявністю відповідного сертифікату «B2». Відповідно зміст деяких складових контенту (конспект лекцій, пакет візуального супроводження тощо) будується на сучасних джерелах інформації та мають посилання на них мовою оригіналу, насамперед, англійською мовою.

За напрямком діяльності «Освіта» пропонується впровадження інформаційної бази даних (ІБД), структура якої наведена на рисунку 2. ІБД складається з таких компонентів: «Освітні програми», «Освітні компоненти», «Рівні вищої освіти», «Стейкхолдери», «Здобувачі», «Групи», «Кафедри», «Факультети», «Форми навчання», «Анкети», «Питання», «Критерії оцінок», «Співробітники». На схемі даних показані компоненти бази даних та зв'язки між ними. За кожним з напрямків діяльності ЗВО необхідно розробити відповідну ІБД.

Наука. Наукові дослідження, що проводяться ЗВО, пов'язані з визначеною інституційною політикою та стратегією інтернаціоналізації та передбачають ознайомлення із сучасними досягненнями світової науки у відповідній галузі. Володіння англійською мовою відкриває широкий доступ до знань, адже англійська є лідером

серед мов Інтернету, її користуються більш ніж 800 млн. користувачів глобальної мережі, 50% всіх веб-сторінок написані англійською мовою, 80% наукових праць, що видаються на сьогодні в світі, написані теж англійською мовою. Якісна підготовка здобувачів та викладачів до наукової кар'єри потребує їх включення до наукової спільноти та тісної співпраці з колегами-дослідниками, наукові інтереси яких стосуються суміжних тем. У такому середовищі відбуваються дискусії, презентації, обговорення тощо, воно є частиною міжнародної наукової спільноти, що визначається і мобільністю здобувачів та викладачів, наданими їм можливостями оприлюднювати і обговорювати свої наукові досягнення (зокрема йдеться про публікації у рейтингових журналах, виступи на міжнародних конференціях, семінарах тощо). Перебування в такому середовищі забезпечить формування відповідних навичок наукового пошуку та презентації власних результатів досліджень широкій аудиторії.

Інновації. Входження здобувачів та викладачів ЗВО до світової наукової спільноти забезпечить трансфер технологій Industry 4.0 та інноваційність при реалізації освітніх програм (ОП), що є особливо важливим для фахівців інженерної та транспортної галузей, а також підвищить якість освіти та розширить співпрацю з роботодавцями.

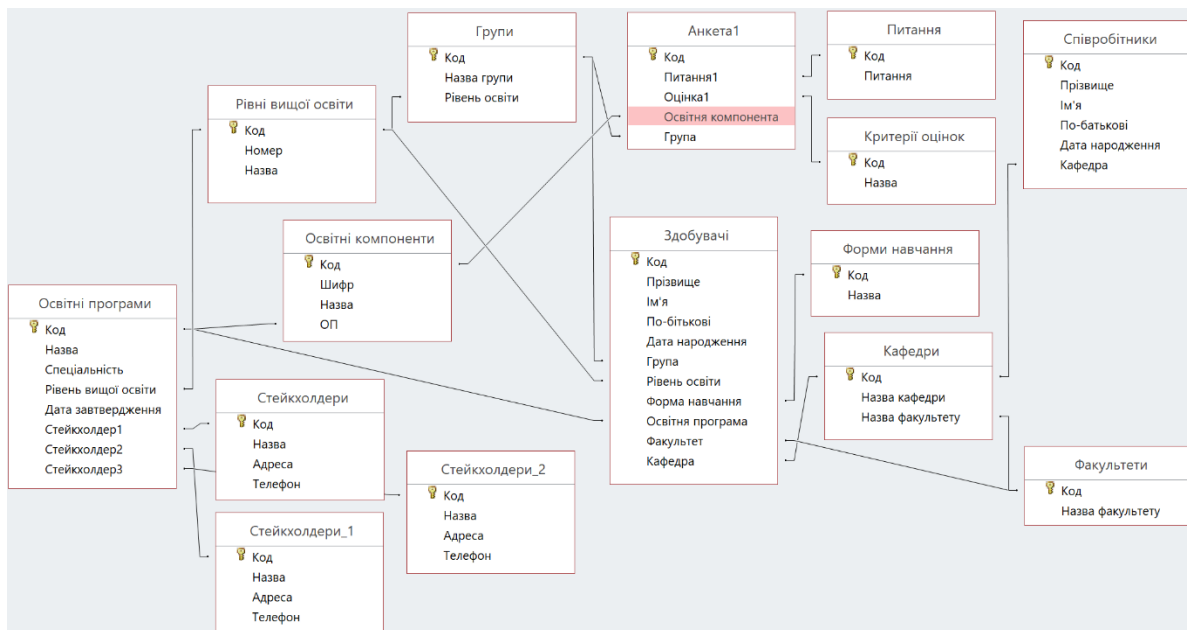


Рисунок 2. Структура інформаційної бази даних провадження англійської мови за напрямком діяльності «Освіта»

Партнерство. Досягнення визнання ЗВО різними міжнародними галузевими асоціаціями та організаціями сприятиме залученню міжнародних грантів, пошуку партнерів.

Інтеграція. Формування спільних наукових програм, консорціумів для інтеграції наукових

досліджень ЗВО в європейський та світовий дослідницький простір розширить можливості співпраці з іноземними роботодавцями.

Кадровий капітал. Окрім наведених вище переваг, слід звернути увагу, що відповідною до «Ліцензійних умов провадження освітньої

діяльності» [8] у п. 13 не тільки закріплюються кадрові вимоги до кількісного та якісного складу працівників, які забезпечують реалізацію освітніх компонентів, передбачених освітньою програмою з підготовки іноземців, але у п. 38 дається визначення, що проведення навчальних занять із спеціальних дисциплін іноземною мовою (крім дисциплін мовної підготовки) в обсязі не менше 50 аудиторних годин на навчальний рік є досягненням у професійній діяльності для всіх науково-педагогічних працівників.

Висновки

На підставі аналізу законодавства України і нормативної бази, що регламентують діяльність ЗВО, доведена необхідність популяризації та провадження англійської мови за різними напрямками функціонування ЗВО для його ефективною інтеграції у Європейський освітній простір, а запропоновані структури інтегрованої системи та відповідних інформаційних баз даних допоможуть у вирішенні цієї задачі.

Література

[1]. Конституція України. Верховна Рада України. Офіційний вебпортал парламенту України. URL: <https://u.to/wjwbGg> (дата звернення: 10.02.2023).

[2]. Закон України «Про забезпечення функціонування української мови як державної». Верховна Рада України. Офіційний вебпортал парламенту України. URL: https://u.to/gR_XGw (дата звернення: 10.02.2023).

[3]. Закон України «Про освіту». Верховна Рада України. Офіційний вебпортал парламенту України. URL: <https://u.to/4xJSGQ> (дата звернення: 10.02.2023).

[4]. Законі України «Про основні засади державної політики у сфері утвердження української національної та громадянської ідентичності». Верховна Рада України. Офіційний вебпортал парламенту України. URL: <https://u.to/evpYHQ> (дата звернення: 10.02.2023).

[5]. Закон про забезпечення функціонування англійської мови як мови міжнародного спілкування - крок до інтеграції українців у європейську спільноту. Пресбрифінг Міністерства культури та інформаційної політики України. Київ, 12 серпня, 2022 URL: <https://u.to/CBFXHQ> (дата звернення: 10.02.2023).

[6]. Міжнародна конвенція про підготовку і дипломування моряків та несення вахти 1978 року. Верховна Рада України. Офіційний вебпортал парламенту України. URL:

<https://u.to/IBNXHQ> (дата звернення: 10.02.2023).

[7]. Стандарт вищої освіти за спеціальністю 271 «Річковий та морський транспорт». Міністерство освіти і науки Країни. URL: <https://u.to/pGZZHQ> (дата звернення: 10.02.2023).

[8]. Постанова Кабінету міністрів України «Про затвердження Ліцензійних умов провадження освітньої діяльності». Верховна Рада України. Офіційний вебпортал парламенту України. URL: <https://u.to/7Oi2Gw> (дата звернення: 10.02.2023).

Відомості про авторів

Владислав Поливода, к.т.н., доцент, доцент кафедри експлуатації суднового електрообладнання і засобів автоматизації, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-7742-255X](https://orcid.org/0000-0001-7742-255X).



Оксана Поливода, к.т.н., доцент, доцент кафедри автоматизації, робототехніки і мехатроніки, Херсонський національний технічний університет, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-6323-3739](https://orcid.org/0000-0002-6323-3739).



НАВЧАЛЬНИЙ НАОЧНИЙ ПОСІБНИК ПО СИСТЕМАМ ДЛЯ МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ. РОБОЧИЙ ЗОШИТ

Личко Б.М.,[✉] Старостенко Н.І., Шостак В.П.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Анотація

Ключові слова:

навчально-наочний посібник, зошит-конспект, малообертотвий двигун, технічні системи, охолоджувальна вода, відхідні гази.

Показано як полегшити та покращити навчання за допомогою особливого жанру науково-методичної літератури – наочного посібника у вигляді друкованого робочого зошита-конспекту для студентів/курсантів – майбутніх механіків. Наведено приклади сторінок з робочого зошита по системам для малообертотвих двигунів.

Ніяке словесне пояснення ніколи не замінить споглядання.
Антуан де Сент Екзюпері

Ми як біологічні об'єкти спочатку бачимо, потім починаємо розмовляти, а згодом і писати. Понад 80 % інформації про навколишній світ людина отримує через зір і перетворює цю інформацію в образи не залежно від тієї чи іншої мови. Отже, первинне і природне для людини – це наочне, і тільки потім словесне (або ж писане чи друковане). Останнє потребує чималих зусиль, знань, досвіду тощо і супроводжується, як правило, певним викривленням інформації і носить суб'єктивний характер, породжуючи неоднозначність.

Перефразовуючи Екзюпері, маємо: ніякий текст ніколи не замінить ілюстративний матеріал в технічній літературі. Абсолютно очевидно, що сприйняття рисунків менш затратне, ніж осмислення написаного. А тому з повальним зростанням інформаційних потоків з плином часу доречно застосовувати такі методи вивчення технічних дисциплін, які зробили б навчання цікавим, необтяжним, а отже результативним.

Одним із таких методів є застосування в навчальному процесі друкованих робочих зошитів. Наш багаторічний досвід свідчить, що навчальний наочний посібник суттєво полегшує засвоєння технічного матеріалу студентам, економить час як викладача, так і студента і практично виключає прогалини у вивченні певної дисципліни.

Робочий зошит як навчальний наочний посібник – це носій інформації; він сприяє формуванню у студента системних знань, умінь і

навичок. Загалом, такий зошит – це робочий зошит-конспект, який у завершеному вигляді являє собою своєрідний каркас основних питань навчальної дисципліни у вигляді рисунків, малюнків (довільних аксонометричних зображень), креслень, ескізів, формул, таблиць, стислих окремих текстів, який доповнений доробками та записами студента.

Наведемо приклади про робочий зошит для вивчення систем суднових дизельних установок, без знань про які не можна уявити суднового механіка чи інженера-механіка, що приймає участь у проектуванні й побудові суден.

На рис. 1 зображена одна із сторінок робочого зошита, де приведена інформація про традиційну систему водяного охолодження сучасного малообертотвого двигуна. Копірайт вказує на відсутність друкованого джерела з конкретного питання – це ексклюзивний матеріал автора друкованого зошита. Як і треба для навчання, сторінка містить завдання і контрольне питання. Сукупність таких сторінок виключає потребу в окремих списках завдань та питань для самоконтролю, а виконані завдання і відповіді безпосередньо на цих сторінках слугують для оцінки знань. Зауважимо: надписи на схемі двомовні, що вкрай важливо для майбутньої роботи студента.

На рис. 2 зображена також сторінка робочого зошита, але на відміну від рис. 1 тут наведені відомості про нетрадиційне, тобто відносно нове, обладнання системи газовипуску з реактором селективного каталітичного відновлення азоту. Також є завдання і контрольне питання та передбачено достатньо місця для записів користувача робочим зошитом. Вказано джерело інформації, а саме: пошукова система Google, для якої потрібно вказати ключові слова.

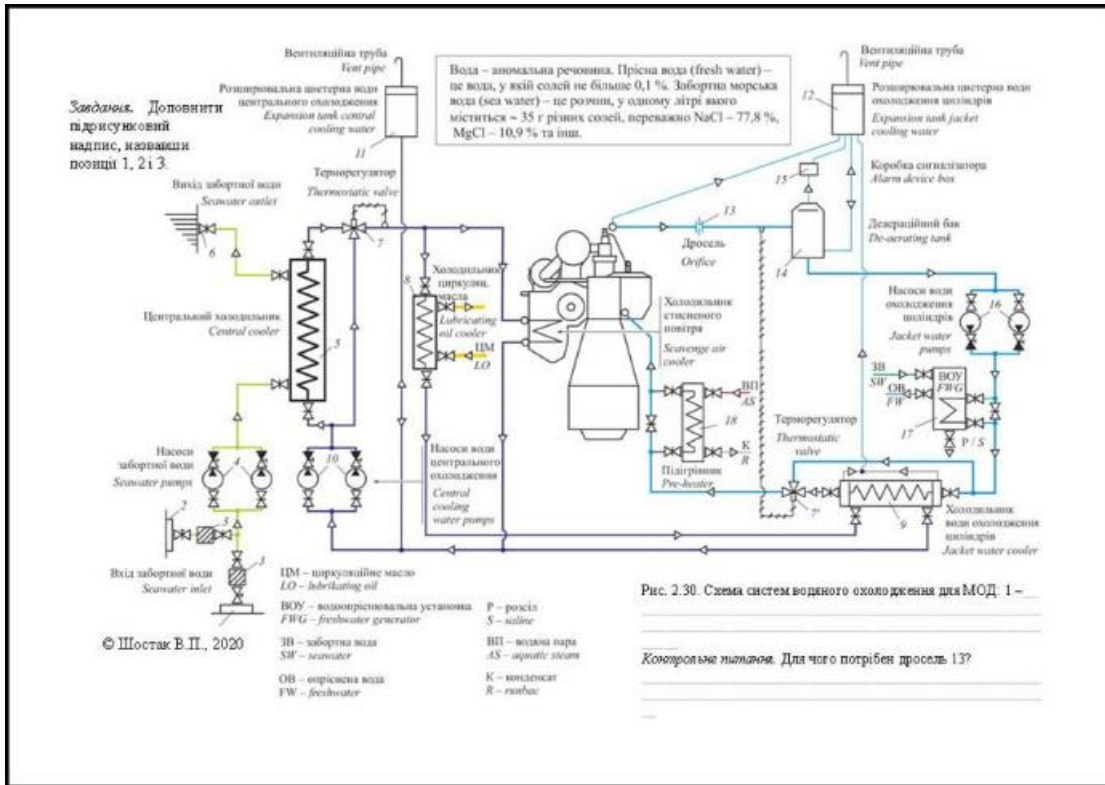


Рисунок 1. Сторінка з робочого зошита за темою "Системи центрального водного охолодження на сучасних транспортних суднах"

3.1.4. Системи селективного каталітичного відновлення азоту

У системі SCR передбачено використання каталізатора на основі каталітично активних з'єднань металів перехідної валентності (наприклад, пентаоксид ванадію V_2O_5) на керамічних носіях кристалічної структури. [20] Ключові слова"

Рис. 3.17. Принципова схема системи селективного каталітичного відновлення азоту у відхідних газах

Завдання. Описати принцип дії системи SCR.

Рис. 3.18. Конструктивна схема двигуна з надбудовою СКВ

Контролює титання. Коли на суднах почали застосовувати систему SCR?

Рисунок 2. Сторінка з робочого зошита стосовно нетрадиційних систем СДУ

На рис. 3 зображено QR-code, який забезпечує швидкий доступ в Інтернеті до вказаного вище навчального наочного посібника – робочого зошита. Значна кількість сторінок подається в колі, що полегшує вивчення систем, де циркулюють різні рідини та гази. Паперова версія робочого зошита замовляється через типографію, яка видала цей посібник.



Рисунок 3. QR-code для наочного навчального посібника "Системи суднових дизельних установок. Робочий зошит"

Маємо надію, що наведені приклади дох сторінок складають достатньо повне враження по особливостям робочого зошита з суднової енергетики.

У підсумку зазначимо, що робочий зошит, на нашу думку:

- виключає нехтування знаннями при вивченні вказаної дисципліни як обов'язкової для механіка;
- активізує навчальну діяльність студента, закріплює й розширює знання в певній царині та дозволяє формувати особисту думку;
- полегшує вивчення технічних дисциплін, особливо при заочному та дистанційному навчанні.

Література

[1] Майорова, І.Г. Використання робочих зошитів як засіб підвищення ефективності професійної підготовки [Текст]: методичні рекомендації / І.Г. Майорова. – Донецьк: Університет менеджменту освіти, 2012. – 38 с.

[2] Шостака, В.П. Проектування пропульсивної установки суден з прямою передачею потужності на гвинт [Текст]: навчальний посібник / В.П. Шостака, В.І. Гершанік, В.П. Кот, М.С. Бондаренко; за ред. В.П. Шостака. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 500 с.

Відомості про авторів

Богдан Личко, к.т.н., доцент, в.о. завідувача кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-3943-9689](https://orcid.org/0000-0003-3943-9689).




Наталія Старостенко, провідний фахівець кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-8044-9454](https://orcid.org/0000-0001-8044-9454).



Володимир Шостака, к.т.н., професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8071-389X](https://orcid.org/0000-0002-8071-389X).



APPROACHES FOR IDENTIFYING AND RECOVERING QUALIFICATION PARAMETERS OF ORGANIZATIONAL AND TECHNICAL SYSTEMS OF MARITIME TRANSPORT

Nosov P.S. , Ponomaryova V.P., Diahyleva O.S., Ben A.P.

Kherson State Maritime Academy, Ukraine

Abstract

Keywords:

qualification parameters, fuzzy systems, operation time, intelligent control systems

This thesis discusses the importance of controlling seafarers' qualification parameters in the organizational and technical systems of maritime transport in order to prevent possible problems and accidents on ships. To do this, it is proposed to use fuzzy systems for assessing category membership based on several criteria-features, as well as to develop an algorithm for restoring qualification parameters based on a conditional input and an additional parameter. The possibility of creating automated fuzzy classification systems and the use of intelligent systems for managing qualification parameters is also discussed.

Introduction

The problem of constant monitoring of the qualification indicators of the subjects of the organizational and technical systems of maritime transport (OTSMT) is quite acute due to the possible consequences due to the fault of the human factor [1]. Thus, over the past 5 years, accidents in maritime transport due to the fault of the human factor have caused major environmental disasters, disruption of vessel traffic and high economic risks for international maritime companies.

A situation is known when, due to a navigator's error in navigation, a collision of two tankers occurred in 2018 off the coast of China, resulting in an oil spill into the sea. The navigator made a mistake when calculating the distance to another ship and could not avoid a collision [2].

Also, in 2017, a fire and explosion occurred on the Sanchi tanker, carrying liquefied natural gas, which led to the death of the entire crew. The cause of the disaster was a fire on board the ship, caused by non-compliance with technical standards during the operation of the equipment [3].

In addition, in 2019, the tourist vessel "Viking Sky" in Norway had an accident when the vessel began to lose stability due to a severe storm. Despite the experience of the captain and crew, an incorrect assessment of the situation led to the fact that the ship was in a dangerous position and the

evacuation of passengers was required [4].

All this indicates the relevance of the study, which is aimed at solving an important technical problem of managing the qualification indicators of the OTWTS both at the macro and micro levels.

Relevance of research

So, for example, if a sailor-navigator, mechanic or electrician has lost the proper level of qualification, serious problems may arise in the workplace, which may lead to dangerous situations on the ship:

- errors in navigation and maneuvering. The navigator is responsible for the safe navigation of the ship, so if he lost the proper level of qualification, this can lead to navigational errors and non-observance of the rules of maneuvering, which can lead to collisions and accidents [5].

- non-compliance with technical standards and rules for the operation of the vessel. The mechanic and electromechanic are responsible for the technical condition of the ship and its equipment, so if they have lost the proper level of qualification, this can lead to improper operation of the equipment, non-compliance with technical standards and rules, which can lead to accidents on the ship [6].

In addition, an incorrect assessment of the situation in emergency situations can lead to an

incorrect decision and aggravation of the situation, when time plays a decisive role and can lead to the death of the crew and loss of survivability of maritime transport [7].

In general, the loss of the proper level of skill can lead to serious problems on the ship, which can endanger the safety and lives of the crew and passengers. Therefore, the restoration of the qualifications of seafarers is an important task for ensuring the safety of navigation.

In order to maintain and restore at a sufficient level the qualification parameters of the OTSMT, in general, approaches have been developed, including [8,9]:

1. IMO - model training courses: a seafarer can attend courses to update his skills and knowledge in accordance with new requirements and standards. Courses can be held at maritime training centers or on board a training vessel.

2. Online Courses: Seafarers can also study online using online resources and e-courses. This can be especially useful for seafarers who cannot leave their ships for extended periods.

3. Internship on board: A seafarer may undertake an internship or internship on another ship to improve his skills and knowledge. This can be especially useful for seafarers who want to retrain or gain additional qualifications.

4. Competency assessment: Seafarers can be assessed on their competencies and knowledge to identify their strengths and weaknesses. This can help seafarers develop an individual training plan that will suit their needs.

5. Mentorship: A sailor can find a mentor who will work with him to help him develop his skills and knowledge. Mentoring can be especially helpful for seafarers who want to advance in their profession or move to another position on board.

6. On the job training: A seafarer can be trained on the job, gaining knowledge and skills directly from his colleagues and supervisors. This can be especially useful for seafarers who work on high technology ships where special training is required.

However, there remains an objective problem related to the fact that ships, their equipment and instruments are quite different and require individual getting used to their operation. At the same time, the percentage of accidents in the OTSMT does not decrease, largely due to the emergence of a greater flow of information and new functions of high-tech equipment [10]. There is also a tendency to reduce the crew, which means that the load and functional obligations increase for each individual sailor [11].

All this speaks of the need to develop new automated decision support systems in the OTSMT to monitor the skill level of its subjects in real time.

Presentation of the main material

As is known, one of the important attributes indicating the level of qualification parameters of seafarers is the time of completion of the final operations that make up the trajectory of activity within the framework of the task [12-14].

An important task in the context of the considered problem is still the construction of such an algorithm that would allow finding a solution for restoring (supporting) the qualification parameters of the OTSMT, based on the conditional input (STCW) and an additional parameter that directly affects the recovery time. The choice of the time parameter is not random due to the fact that time is limited and its weight exceeds organizational costs due to the increased intensification of processes in the OTWTS. Such an approach will involve the stages of identification, modeling and management of the qualification parameters of the OTSMT.

However, it should be considered that the restoration of qualifications is possible only in doses, in the conditions of what awaits the navigator on the route of the vessel. So, depending on operations, location, maneuvers and weather conditions, recovery zones are outlined, which are defined by a set of qualifying knowledge fragments (QKF) [15,16]. At the same time, security must be ensured. This condition introduces a restriction on the flow of information that is fed to the input of the subject as a carrier of the qualification parameters of the OTSMT.

As a recovery zone, we will take the QKF area, each element of which represents a separate localized fragment of qualification. Let (I, k) , the recovery problem, with a fixed parameter k . Then the definition of the algorithm for solving it is reduced to some arbitrary function of the form $f(k) \cdot poly(I) = q(|I|)$.

In turn, the total set of elements is equal to the set of complexly formalized STCW linguistic data, but in each localized task it is necessary to use such a polynomial algorithm S that $S(I, k) \rightarrow (I', k')$, for which $|I'| + k' \leq q(k)$. That is, there is an additional task in reducing the general task to a smaller task, which is logical.

However, the solution of such a problem entails a number of difficulties, in particular, its formal description with respect to the parameter k has the form: $K \rightarrow k - k_1, k - k_2, \dots, k - k_d$.

Then the solution of the problem at the first iteration will be:

$$T(k') \leq T(k - k_1) + T(k - k_2) + \dots + T(k - k_d),$$

$$T(k) = c\lambda^k, \quad c\lambda^k \leq c\lambda^{k-k_1}, \dots, c\lambda^{k-k_d},$$

where $\lambda^{k_d} - (\lambda^{k_d-k_1} + \dots + \lambda^{k_d-k_n}) = 0$.

In doing so, we are dealing with the parameter $k_d \gg 100$, which indicates that the problem is NP hard. And as a result, it involves finding hikes based on probably fuzzy classifications of a large amount of data with their processing using intelligent algorithms. This choice is due to the fact that when processing large amounts of data, fuzzy classification can be useful in cases where the data is heterogeneous and not well defined.

Indeed, the OTSMT classification parameters, due to their linguistic (descriptive) nature, suggest the existence of fuzzy boundaries between categories that may overlap or be in a state of uncertainty. This is quite suitable for the identification problem, where it may be necessary to assess the membership of the QKF based on several criteria. In addition, such an approach, due to dynamically changing QKF relative to recovery zones, can be used to create automated adaptive fuzzy classification systems [17].

Then, in a general form, a formal description of the fuzzy classification of the qualification parameters of the OTSMT is proposed in the form:

Rule k : IF x_1 is A_1, k_1 AND x_2 is A_2, k_2 AND...
...AND x_n is A_n, k_n THEN y is B_k ,

Let there be N input parameters - qualification attributes x_1, x_2, \dots, x_n , as well as k fuzzy identification rules (IF-THEN) of the form:

Rule k : IF x_1 is A_1, k_1 AND x_2 is A_2, k_2 AND...
...AND x_n is A_n, k_n THEN y is B_k ,

where $A_1, k_1, A_2, k_2, \dots, A_n, k_n$ are the membership functions of the fuzzy sets for each of the input parameters, and $x_1, x_2, \dots, x_n, B_k$ is the membership function of the fuzzy set for the output parameter y when the k -th rule is fulfilled.

Then the set of fuzzy rules can be defined as: $R = \{Rule_1, Rule_2, Rule_k, \dots\}$, where $Rule_k$ - k -e a fuzzy rule that describes the relationship between input parameters and output parameter under certain conditions.

The generalized formula for determining the membership function of each of the qualifying parameters can be written as follows: $\mu(x) = f(x, p_1, p_2, \dots, p_n)$, where x - parameter value, p_1, p_2, \dots, p_n - membership function parameters, f - membership function that determines the degree of membership of the x value in the set specified by the parameters p_1, p_2, \dots, p_n .

For example, the membership function for determining the qualifications of a navigator based on work experience can be given as follows:

$$\mu(Higt) = \min(1, \frac{Exp - 10}{10}), \text{ if } Exp \geq 10$$

$$\mu(Higt) = 0, \text{ if } Exp < 10,$$

where Exp is the value of the navigator's work experience, $\mu(Higt)$ is the degree of belonging of the Exp value to the set of "highly qualified navigators".

To describe fuzzy operations, we introduce a logical conjunction and disjunction: the degree of membership of x to set A and y to set B is expressed as: $\mu A(x) \wedge \mu B(y) \wedge \dots \wedge \mu W_i(n_i)$, where $\mu A(x)$ is the membership function of x to set A ; $\mu B(y)$ is membership function y to the set B .

Also $\mu(A \cap B)(x) = \min\{\mu A(x), \mu B(x)\}$, where $\mu A(x)$ and $\mu B(x)$ are membership functions of the element x in the sets A and B , respectively. In our case for fuzzy sets A_1, A_2, \dots, A_n , the logical "AND" will be expressed as:

$$\mu(A_1 \cap A_2 \cap \dots \cap A_n)(x) =$$

$$= \min\{\mu A_1(x), \mu A_2(x), \dots, \mu A_n(x)\},$$

where $\mu A_i(x)$ - functions of membership of an element x to the set A_i .

The fuzzy logical union (OR) operation for two fuzzy sets A and B , defined on the same universal set X , can be expressed by the formula: $\mu(A \cup B)(x) = \max[\mu A(x), \mu B(x)]$, for all $x \in X$, where $\mu(A \cup B)(x)$ is the membership function of the combined fuzzy set $A \cup B$.

The calculation of the value of the output qualifying parameter based on the obtained membership values and the membership function will be written as: $Y = \frac{y_1 \cdot w_1 + y_2 \cdot w_2 + \dots + y_n \cdot w_n}{w_1 + w_2 + \dots + w_n}$, where Y - the value of the output qualifying parameter,

$y_1 \dots y_n$ is the membership values of each fuzzy rule, $w_1 \dots w_n$ is the weight coefficients of each fuzzy rule corresponding to its significance determined by the experts.

Further, the application of the defuzzification method will be based on the formula:

$$\hat{y} = \frac{\sum_{i=1}^n \mu_{A_i}(x) \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n \mu_{A_i}(x)},$$

where y_i is clear value of the output parameter, n_i is number of fuzzy rules.

$\mu_{A_i}(x)$ the membership degree for the i -th fuzzy rule,
 x - input value.

To assess the quality of the fuzzy classification algorithm, you can use metrics such as accuracy (accuracy), recall (recall) and F -measure (F_1 -score). To do this, we will mark up the data set (ground truth) and compare the classification results of the algorithm with this data set. Formulas for calculating metrics can look like this:

$$\text{Accuracy} = \frac{TP + TN}{TP + FP + TN + FN}, \text{ Recall} = \frac{TP}{TP + FN},$$

$$F_1(\text{score}) = \frac{2(\text{precision} \cdot \text{recall})}{\text{precision} + \text{recall}}, \text{ Precision} = \frac{TP}{TP + FP},$$

where TP is the number of correctly classified examples of the positive class, FP is the number of incorrectly classified examples of the positive class, TN is the number of correctly classified examples of the negative class, FN is the number of incorrectly classified examples of the negative class.

It should be borne in mind that fuzzy classification can be difficult to implement, since for a formal-logical description of the STCW, it is necessary to process a large amount of data to train the model.

Everything indicated in the thesis narrows the scientific search in favor of the use of fuzzy automated control systems for the qualification parameters of the OTSMT [18]. Which, in turn, involves the development of systems for intelligent decision support under conditions of uncertainty in the management of OTSMT.

Conclusions

Thus, the management of the process of monitoring the qualification parameters of seafarers in the OTCMS is quite important, since their insufficient

level can lead to serious problems in the workplace and even to accidents. To assess the qualification parameters of seafarers, the time of completion of final operations is used, and to restore these parameters, it is proposed to use fuzzy systems that allow estimating belonging to categories based on several criteria.

Particular attention is drawn to the development of an algorithm for restoring the qualification parameters of the OTSMT based on a conditional input and an additional parameter that directly affects the recovery time. Also discussed is the possibility of creating automated adaptive fuzzy classification systems to control the qualification parameters of the OTSMT under conditions of uncertainty. In the future, it is planned to develop and use intelligent systems for managing qualification parameters to prevent possible consequences associated with insufficient qualifications of seafarers on vessels.

References

[1] Nosov P., Cherniavskiy V., Zinchenko S., Popovych I., Prokopchuk Y., Safonov M. Identification of distortion of the navigator's time in model experiment // Bulletin of University of Karaganda. Instrument and experimental techniques, 2020. - № 4(100). P. 57-70. <https://doi.org/10.31489/2020Ph4/57-70>

[2] Zhang, M., & Liu, Z. (2020). Research on Oil Spill Risk Assessment for Marine Traffic Based on Grey Correlation Analysis. Journal of Coastal Research, 103(sp1), 404-408. <https://doi.org/10.2112/SI103-092.1>

[3] Li, L., Zheng, Y., & Li, G. Research on Risk Evaluation of LNG Ship Transportation. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019. 534, 042025. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/534/4/042025>

[4] Haugen, J. E., Lind, M., & Mikkelsen, T.. The Viking Sky Accident–The Importance of Regular Crew Resource Management Training. Journal of Navigation, 2020. 73(6), 1276-1285. <https://doi.org/10.1017/S0373463320000517>

[5] Liu, C., Wang, Y., Song, W., & Zhang, L. A Navigation Risk Assessment Method Based on Grey Correlation Analysis and Principal Component Analysis. International Journal of Environmental Research and Public Health, 2020. 17(20), 7577. <https://doi.org/10.3390/ijerph17207577>

[6] Chen, W., Lin, Y., & Wang, Y. A Human-Centered Monitoring System for Marine Diesel Engine Based on Cyber-Physical Systems. Sensors, 2017. 17(8), 1751. <https://doi.org/10.3390/s17081751>

[7] Lützhöft, M., & Dekker, S. Resilience in the Face of Uncertainty: Debating the Risks of Future

Technologies in Navigation. *Frontiers in psychology*, 2019, 10, 1864. <https://doi.org/10.3389/fpsyg.2019.01864>

[8] International Maritime Organization (IMO). (2017). *International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers (STCW)*.

[9] Tsapenko, I. Digital transformation of the maritime industry: training and education. *TransNav: International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*, 2020. 14(2), Pages 339-346.

[10] Косенко Ю.І., Носов П.С. Механізми ідентифікації та трансформації «знань» суб'єкта критичної інфраструктури. Інформаційні технології в освіті, науці та виробництві. Збірник наукових праць [Текст]. — Вип. 3(4) — Одеса: Наука і техніка 2013, С. 99-104.

[11] Зинченко С.Н., Носов П.С., Грошева О.А., Маменко П.П., Матейчук В.Н. Управление судном в условиях внешних воздействий. *Materials of the XI "Modern information technologies in transport, MINTT-2019" May 28-30, 2019 Kherson, Ukraine*. С 177-178.

[12] Nosov P.S., Zinchenko S.M., Ben A.P., Nahrybelnyi Ya. A., Dudchenko O.M. Models of decision making by a navigator under implicit agreements with colreg RULES // *Науковий вісник Херсонської державної морської академії: науковий журнал*. – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2019. – № 1 (20). – С. 31-38.

[13] Зинченко С.Н., Носов П.С., Грошева О.А., Маменко П.П., Матейчук В.Н. Избыточность по управлению как количественная мера маневренности судна. *Materials of the XI "Modern information technologies in transport, MINTT-2019" May 28-30, 2019 Kherson, Ukraine*. С 97-99.

[14] Nosov P., Krapuvko G., Ben A., Safonov M., Zinchenko S. Disabling the dynamic positioning of the vessel as a cause of the negative influence of human factor in maritime transport. *МНПК пам'яті професорів Фоміна Ю. Я. і Семенова В. С. (FS - 2019)*, 24 – 28 квітня 2019, Одеса – Стамбул – Одеса. Pages 309-315.

[15] Nosov, P. S., Popovych, I. S., Cherniavskiy, V. V., Zinchenko, S. M., Prokopchuk, Y. A., & Makarchuk, D. V. (2020). Automated identification of an operator anticipation on marine transport. *Radio Electronics, Computer Science, Control*, (3), 158–172. <https://doi.org/10.15588/1607-3274-2020-3-15>

[16] Serhii Zinchenko, Oleh Tovstokoryi, Pavlo Nosov, Ihor Popovych, Vitaliy Kobets, Gennadii Abramov. *Mathematical support of the vessel information and risk control systems* P. 335-354. //

CEUR Workshop Proceedings, 2805. <http://ceur-ws.org/Vol-2805/paper25.pdf>

[17] "Fuzzy Set Theory and Advanced Mathematical Applications" by George A. Anastassiou. 2019, Springer. 293 pages. ISBN: 9783030119978.

[18] Zinchenko, S. M., Ben, A. P., Nosov, P. S., Popovych, I. S., Mamenko, P. P., & Mateichuk, V. M. (2020). Improving the accuracy and reliability of automatic vessel motion control system. *Radio Electronics, Computer Science, Control*, (2), 183–195. <https://doi.org/10.15588/1607-3274-2020-2-19>

Authors' information

Pavlo Nosov, Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of Navigation Department, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0002-5067-9766](https://orcid.org/0000-0002-5067-9766).



Viktoriya Ponomaryova, graduate student, leading specialist of DISEP, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine.



Olena Diahyleva, Ph.D., Associate Professor, Vice-Rector on Academic Work, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0003-3741-4066](https://orcid.org/0000-0003-3741-4066).



Andrii Ben, Ph.D., Professor, Vice-Rector for Research, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0002-9029-3489](https://orcid.org/0000-0002-9029-3489)



МЕТОДИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ В ДІАГНОСТИЦІ ТА ПРОГНОЗУВАННІ ПРОБЛЕМ СТРАТЕГІЇ УПРАВЛІННЯ МОРСЬКИХ ВАНТАЖОПЕРЕВЕЗЕНЬ

Клевцов М.К.^{1✉}, Матвіюк С.Г.²

¹ Херсонський національний технічний університет, Україна

² Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова:

аварійність, надзвичайні ситуації, ризик, управлінське рішення.

Як показує аналіз виконаних досліджень та практики в галузі забезпечення безпеки на транспорті, наукові основи оцінки та управління ризиками на транспорті розроблено недостатньо повно. Так, залишаються мало розробленими методи комплексної оцінки ризиків виникнення НС у морських вантажоперевезеннях, оцінки безпеки та ефективності проектів стратегії управління вантажоперевезень за критеріями ризику. У зв'язку з цим, в роботі здійснено розробку методики інтегральної оцінки ризику НС та управління ризиками виникнення НС у морських вантажоперевезеннях. При цьому ризик оцінюватися не тільки за нормальних умов виконання перевезень, а й у разі аварій, що є обов'язковою умовою при виборі методів та засобів для мінімізації збитків та негативних наслідків аварій і катастроф. Слід визнати, що на сьогоднішній день методологічні основи та практико орієнтовані завдання оцінки та управління ризиками в морських вантажоперевезеннях розроблено недостатньо, і подальші дослідження у цій галузі актуальні та життєво необхідні.

Вступ

Ризик, будучи невід'ємною частиною економічного, політичного, соціального життя суспільства, неминуче супроводжує всі сфери діяльності та напрямки будь-якої організації, у тому числі, що займається перевезеннями на морському транспорті. У зв'язку з цим головним та неодмінним критерієм нормальної дієздатності сучасного транспортного морського підприємства морського транспорту є вміння вищого керівництва, спираючись на суворо наукову основу, прогнозувати, проводити профілактику, раціонально контролювати та ефективно керувати ризиками.

Актуальність досліджень

Аналіз тенденцій та перспектив розвитку міжнародних морських перевезень показує, що зі збільшенням обсягів вантажоперевезень підвищується рівень аварійності. Разом з тим, при розробці транспортно-логістичних схем доставки

вантажів недостатня увага приділяється питанням оцінки факторів ризику та зниження ступеня їх впливу на процес перевезення. Значною мірою це пояснюється тим, що питання кількісної оцінки ризиків, як і оцінки факторів ризиків, розроблені недостатньо. У більшості методиках оцінки рівня ризику, що використовуються на практиці, акцент робиться на характеристиці ймовірності настання несприятливої події, а не на величині можливих втрат.

Викладення основного матеріалу

Методи прийняття рішень за умов динамічних змін довкілля і стохастичності процесів визначаються характером невизначеності, тобто. має місце ситуація ризику.

Згідно з встановленою термінологією, «ризик» визначається як «можлива небезпека» та «дія на удачу в надію на щасливий випадок». Під ризиком розуміється і можливість загрози втрати ресурсів, недоотримання доходів чи появи

додаткових витрат у результаті здійснення певних дій.

При його розгляді використовують три типи моделей:

- вибір рішення щодо події, яка незмінно призводить до деякого конкретного результату;
- вибір рішення в умовах, де кожен результат має певну ймовірність прояву;
- вибір рішення, коли прояв має безліч окремих випадків з невідомими ймовірностями.

Важливо як уникнути ризику взагалі, а й передбачити його й ухвалити найкраще управляюче рішення.

Загальна модель циклу прийняття рішень може бути представлена у вигляді просторової багатовимірної структури системних знань (див. рисунок).

Просторова багатовимірна структура системних знань так само можна подати у вигляді формули (1) [1]:

$$S' = \{S, M, A, E, D, X, G\}, \quad (1)$$

де S' – ситуація, що виникла в результаті ухвалення рішення;

S – вихідна ситуація;

M – безліч варіантів розвитку;

A – безліч альтернатив управління;

E – безліч критеріїв оцінки ефективності прийняття рішень;

D – безліч ухвалення рішень;

X – безліч станів об'єкта;

G – ціль управління об'єктом.

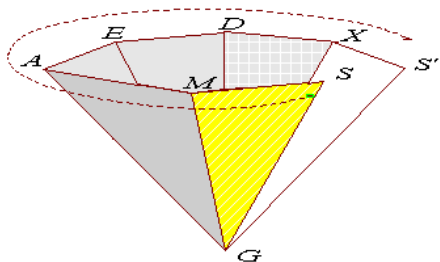


Рисунок 1. Просторова багатовимірна структура системних знань [1]

За наявності кількох варіантів стану зовнішнього середовища та внутрішніх умов транспортного морського підприємства їм відповідають свої цільові функції. Якщо жодна з альтернатив не домінує над іншими, виникає завдання вибору рішення з використанням правил і критеріїв теорії прийняття рішень.

Теоретично прийняття рішень термін «невизначеність» відбиває й не так невизначеність реальної обстановки, скільки рівень наших знань,

розуміння, вивченості різних процесів, їх взаємозв'язку, можливості й точності вимірювання різних величин. Це означає, що слід говорити не про невизначеність реальної ситуації, а про невизначеність моделі, на основі якої приймається рішення.

Основна складність моделювання ризикових ситуацій полягає не у виконанні розрахунків, а у побудові самих моделей, адекватних реальній обстановці. Як математичні засоби прийняття рішень в умовах невизначеності та ризику використовуються теорія статистичних ігор, теорія ймовірностей, математична статистика, теорія статистичних рішень, математичне програмування, теорія корисності.

Розглянемо існуючі методичні підходи до оцінки ризиків під час морських перевезень, які використовуються в даний час з метою управління безпекою мореплавання на будь-якому підприємстві, діяльність якого пов'язана з процесом судноплавства.

Методика формальної оцінки безпеки (FSA). Посібник з формальної безпеки – Formal Safety Assessment (FSA), розроблений IMO – це структурована та систематизована методологія, спрямована на підвищення морської безпеки, включаючи захист життя та здоров'я людини, навколишнього морського середовища та власності на основі оцінки ризику з урахуванням необхідних витрат та отримуваних прибутків [2].

Ризик у разі розглядається як добуток частоти на шкоду від аварії.

Шкала ризику має три сфери. Одну з них утворює зневажливий ризик, іншу – ризик настільки великий, що він вважається надмірним чи неприйнятним. Між ними розташовується область прийнятного ризику, розмір якого не настільки малий, щоб з ним не зважати, але в той же час і не настільки великий, щоб вважати його надмірним. Прийнятним є рівень ризику техногенної діяльності, який суспільство готове прийняти задля одержуваних економічних та соціальних вигод. Відповідно до прийнятих у світовій практиці підходів неприпустимим вважається індивідуальний ризик, що перевищує $1 \cdot 10^{-4}$ 1/рік (протягом року від аварій гине 1 особа з 10000). Якщо рівень ризику лежить у діапазоні $1 \cdot 10^{-4} \dots 1 \cdot 10^{-6}$ 1/рік, необхідно вжити спеціальних заходів для управління ним. Значення ризику $1 \cdot 10^{-6}$ 1/год у економічно розвинених країнах зазвичай приймається зарубіжних країн допустимого рівня ризику.

У цьому випадку можна вважати, що заходи безпеки, вжиті в цій сфері діяльності, знаходяться на такому високому рівні, що й не потрібно спеціального втручання для подальшого їх вдосконалення.

Застосування теорії нечітких множин з метою оцінки ризику виникнення аварій на морських судах.

При оцінці безпеки на основі концепції прийнятності ризику виникає необхідність визначення частоти реалізації аварій, можливих при експлуатації суднових технічних засобів. Для цього зазвичай використовуються «дерева відмов», при побудові яких необхідно мати дані про частоту відмов елементів, що входять до складу механічних установок і систем. За наявності достатньої кількості статистичних даних частота відмов може бути знайдена з використанням виразу (2) [3, 4]:

$$\lambda_A = N / n \cdot T, \quad (2)$$

де N – кількість аварійних відмов;

n – кількість обладнання одного типу в однакових умовах експлуатації;

T – період розгляду.

Однак залежність, що широко використовується в теорії надійності, застосовна лише в тому випадку, якщо події, що розглядаються, однорідні і мають масовий характер. Але, вивчаючи статистичні дані про роботу суднового обладнання, що експлуатується в різних умовах і режимах навантаження, недоречно говорити про статистичну однорідність подій, і, отже, допустимість застосування цієї формули може бути поставлена під сумнів. При оцінці ризику внаслідок відсутності необхідної кількості статистичних даних та їх низької достовірності, відчувається дефіцит інформації про безпомилковість дій членів суднового екіпажу, силу та частоту несприятливих впливів на судно з боку навколишнього середовища [5].

Висновки

Зі сказаного випливає необхідність зміни ставлення до інтерпретації вихідних даних, тобто. уявлення їх точно відомими, а наближеними величинами, заданими деяких інтервалах можливих значень.

Необхідність обліку наближеної інформації викликана нестаціонарністю та неергодичністю процесів у людино-машинних системах. Вихід із цих труднощів можна знайти з допомогою теорії нечітких множин. Найперспективніший шлях полягає у заміні точкових оцінок частот чи ймовірностей конкретних передумов їх інтервальними оцінками, вираженими у вигляді нечітких величин і чисел.

Ранжування як базовий елемент оцінки ризиків.

Існує чотири основні способи ранжування ризиків:

– критичність виду відмови (Mode Criticality) – кількісний показник ризику, що використовується в аналізі критичності кожного виду відмов. Відмова є подією, що передуює ряду небажаних подій з різним ступенем тяжкості результату;

– умовна величина ризику (RPN – Risk Priority Number) – чисельний параметр, що характеризує ризик, і вимірюється в інтервалі 1 – 1000. Вона є добутком трьох величин, значення яких визначає експерт в інтервалі 1 – 10: серйозність наслідків відмови S , можливості виникнення відмови Q та можливості його виявлення D ;

– ранг критичності (Critically Rank) – показник, що описує величину ризику, що є систематизацією критичності різних видів відмов, здійснювану з допомогою відомого принципу ранжування за Парето, коли виконується послідовне зменшення обсягу аналізованої вибірки. Вид відмови описується експертом одночасно з поглядом серйозності його наслідків та ймовірності появи. Ранг критичності визначається всім видом відмов у вигляді встановлення виду відмови, має найменшу величину ризику з усіх досліджуваних, тобто здійснюється пошук того виду відмови, у якій, наприклад, величина ризику найменша (якщо як шкала прийнята величина ризику). При цьому здійснюється послідовне зменшення на один вид відмови, що розглядається, зі складу групи досліджуваних. Відмові, яка має найменшу критичність, присвоюється ранг критичності 1, далі розглядаються відмови, що залишилися, і відмові з найменшою критичністю присвоюється ранг критичності 2 і т.д. Таким чином, кількість рангів критичності в цьому випадку збігається з числом видів відмов, а процедура полягає в упорядкуванні видів відмов за рангом критичності. При встановленні шкали, за допомогою якої виду відмови надається той чи інший ранг критичності, найбільшого поширення набуло визначення ризику як добутку ймовірності настання несприятливої події f Q на його наслідки S ;

– величина (рівень) ризику (Risk Level) – величина, що дозволяє одночасно ранжувати всі види відмов, фактично є розбиття величин рисів на встановлену кількість категорій, на відміну від способу, наведеного раніше, коли число категорій дорівнювало кількості видів відмов.

Література

[1] Туркин В.А. Управление безопасной эксплуатацией судов на основе анализа риска // Безопасность жизнедеятельности. - 2003. - №8. - С.21-26.

[2] Порядок декларування безпеки об'єктів підвищеної небезпеки. Затверджено постановою Кабінету Міністрів України від 11.07.2002р. №956. ДНАОП 0.00-8.22-02.

[3] Березуцький В.В. Небезпечні виробничі ризики та надійність: навчальний посібник для студентів за напрямком підготовки 6.170202 «Цивільна безпека»/ В.В. Березуцький, М.І. Адаменко – Харків: ФОП Панов А. М., 2016. – 385 с.

[4] Любченко В.О. Метод формальної оцінки безпеки судноходства /В.О. Любченко //Тезиси докладов Третьей международной научно-практической конференции «Проблемы развития транспортной логистики», Одесса 25-30 сентября 2011 г. – Одесса: ОНМУ, 2011. – С.101-102.

[5] Решетов Н.А. Формальная оценка безопасности судна. Научно-технический сборник. 1997. Вып. 20.4.1. С. 3–9.

Відомості про авторів

Микита Клевцов, аспірант,
Херсонський національний
технічний університет,
Херсон, Україна.



Сергій Матвіюк, аспірант,
Херсонська державна морська академія,
Херсон, Україна.



ANALYTICAL APPROACHES FOR CONSTRUCTION A MODEL OF AN OPERATOR-NAVIGATOR REGARDING THE REQUIREMENTS OF STAKEHOLDERS

Nosov P.S. [✉], Masonkova M.M., Diahyleva O.S., Solovey O.S.

Kherson State Maritime Academy, Ukraine

Abstract

Keywords:

operator-navigator, competitiveness, stakeholders, safety of navigation, maritime transport

The study and construction of a model of the operator-navigator is important for understanding the requirements of stakeholders and determining the necessary skills and knowledge that he must possess for effective operation in maritime transport. This will help stakeholders to select the most suitable candidates for the vacancy, as well as to identify areas in which the operator-navigator may need additional training and education. The development of the operator-navigator model also helps to identify potential problems related to the professional skills and safety of shipping and to create educational and training programs to improve skills, which can improve the performance of the organizational and technical systems of maritime transport, reduce risks to the crew and the environment.

Introduction

The study and construction of a navigator's model is important for understanding the requirements of stakeholders and determining the necessary skills and knowledge that a navigator must have to work effectively at sea. [1]. This will help stakeholders to select the most suitable candidates for the vacancy, as well as to identify areas in which the operator-navigator may need additional training and education. [2].

Building a navigator model also allows to identify potential maritime skills and safety issues and to develop educational and training programs to improve the skills of navigators. This can improve efficiency at sea and reduce risks to the crew and the environment. [3-5].

In addition, the research and construction of a navigator model is important for setting standards and requirements in the maritime transport industry, which helps to reduce risks for ships and improve maritime safety in general. This can improve the competitiveness of companies operating maritime transport and improve working conditions for navigators.

Relevance of research

It should be taken into account that the task of constructing a model of the operator-navigator (MON) in the organizational and technical systems of maritime transport is a task of multifactorial optimization and is quite laborious due to the heterogeneity and uncertainty of the input data and parameters.

In a first approximation, the MON is a model that describes the requirements of stakeholders for navigators when hiring. It is based on the idea that a navigator is not only a professional with certain skills and knowledge, but also an operator who must be able to quickly respond to changing conditions and make decisions in extreme situations [6,7].

Maritime companies put forward requirements for operators-navigators, which have a complex multifactorial structure.

According to the MON, stakeholders require the following qualities from candidates for the position of navigator:

Professional knowledge and skills. This includes knowledge of maritime navigation, maritime safety regulations, sailing skills, work experience,

etc.

Communication skills. The navigator must be able to communicate with other crew members, understand their needs and interact in emergency situations.

Management and leadership skills. The navigator must be able to make decisions, manage the team and control the situation on the bridge.

Analytic skills. The navigator must be able to analyze information, make decisions based on available data and predict the possible consequences of his actions.

Stress resistance and ability to work in extreme conditions. The navigator must be able to remain calm and make decisions in critical situations such as a storm, a fire on board, etc.

Compliance with safety procedures and rules. The navigator must strictly follow the rules and procedures related to maritime safety in order to guarantee the safety of crew and passengers.

Presentation of the main material

In general, the MON suggests that a boatmaster must possess not only professional knowledge and skills, but also leadership, communication and analytical thinking skills in order to successfully navigate a vessel in difficult sailing conditions [8-10].

Thus, when building a MON, you may encounter various maritime organizations and structures that directly affect the operation of maritime transport. Some organizations, as structural elements of the organizational and technical systems of maritime transport (OTSMT), may be interested in the work of operators-navigators, influence working conditions, monitor compliance with rules and procedures, or provide support in various areas [11,12]. Other potential stakeholders to be engaged with include:

1. Classification societies - organizations that classify and certify ships and ship systems in accordance with international standards (American Bureau of Shipping (ABS); Bureau Veritas (BV); Det Norske Veritas - Germanischer Lloyd (DNV-GL); Lloyd's Register of Shipping (LR); Nippon Kaiji Kyokai (ClassNK)).

2. State bodies - such as maritime administrations, border services, customs services and other bodies that regulate activities at sea, issue work permits and verify compliance with the law Maritime (State Agency of Infrastructure Development of Ukraine; State Inspectorate of Maritime Transport of Ukraine; Ministry of Infrastructure of Ukraine).

3. Suppliers and manufacturers of navigational

equipment - organizations that supply and manufacture equipment and materials for ships and ensure its quality and safety (Furuno Electric Co., Ltd; Raytheon Anschütz GmbH; Kongsberg Maritime AS; Sperry Marine BV; JRC (Japan Radio Co., Ltd.)).

4. Clients and charters - organizations that order the transportation of goods or passengers, as well as charter companies that rent ships for their needs (Maersk Line; Mediterranean Shipping Company; CMA CGM Group; Hapag-Lloyd; Evergreen Line; COSCO Shipping Lines).

5. Unions and associations of maritime workers - organizations that represent the interests of maritime workers and ensure that their rights and working conditions are respected (International Transport Workers' Federation; International Seafarers' Welfare and Assistance Network; International Maritime Trades Union; International Transport Workers' Federation).

6. Public organizations and environmental groups - organizations that protect the interests of the environment and deal with environmental issues at sea (International Council for the Exploration of the Sea, ICES; International Marine Conservation Congress, IMCC; International Union for Conservation of Nature, IUCN).

7. Competitors are organizations that operate in the same field and compete for market shares.

Taking into account the interests and needs of various stakeholders is an important element in building the MON, as it helps to prevent conflicts of interest and meet their needs. So, for example, in Kherson State Maritime Academy, cadets are annually selected for the Marlow Navigation company. Training - officers conduct a thorough interview with each of the potential cadets.

In turn, various organizations and structures may put forward specific requirements for navigator operators, depending on their goals and needs:

1. Classification societies:

- compliance with international maritime safety standards;
- qualification and experience as a navigator;
- ability to operate a vessel effectively and ensure its safety.

2. State bodies:

- compliance with legal requirements and licensing requirements;
- mandatory presence of navigator's certificates;
- ability to effectively manage the vessel and ensure its safety;
- knowledge of international maritime safety

standards and environmental requirements.

3. Suppliers and manufacturers of equipment and materials:

- knowledge of the technical features and characteristics of equipment and materials;
- ability to properly operate and maintain equipment;
- understanding of technological processes and production methods;
- knowledge of international quality and safety standards.

4. Clients and charters:

- ability to effectively manage the vessel and ensure its safety;
- understanding the requirements of the client in relation to the transportation of goods or passengers;
- high professional competence and experience as a navigator.

5. Unions and associations of maritime workers:

- compliance with the rights and working conditions of marine workers;
- ensuring the safety and health of marine workers;
- raising the qualifications and professional level of marine workers;
- knowledge of international maritime safety standards and environmental requirements.

6. Public organizations and environmental groups:

- compliance with environmental standards and requirements during the operation of the vessel;
- knowledge and compliance with international standards and regulations in the field of ecology at sea;
- ability to operate a ship efficiently to minimize environmental impact;
- development and implementation of plans and programs to improve the environmental situation at sea.

7. Competitors:

- high professional level and qualification;
- efficient management of the ship and ensuring its safety;
- high level of customer service and quality of work (for passenger ships);
- use of new technologies and innovations to improve efficiency and competitiveness.

Given the various requirements that may be put forward by various organizations and structures, the operator-navigator must be a competent specialist who is able to meet international standards and requirements, as well as take into account the needs of all interested parties. To do this, he needs to constantly improve his level of knowledge and skills in his field of activity and be ready to work in various conditions.

Various mathematical methods and tools can be used to determine parameters related to compliance with international maritime safety standards and environmental requirements, qualifications and experience as a navigator, as well as the ability to effectively manage a ship and ensure its safety:

Data analysis and statistical methods:

- analysis of data on work experience, professional qualifications of the operator-navigator to determine his professional level;
 - analysis of data on the safety of ships and the effectiveness of their management, in order to evaluate the performance of the navigator and his effectiveness in relation to the safety of ships and crew;
 - analysis of data on financial transactions and stocks at sea to determine the level of safety of the operator-navigator and compile a series;
 - statistical analysis of data on the availability of certificates of the operator-navigator and their compliance with the requirements;
 - statistical analysis of maritime safety data to determine the level of safety and opportunities for improvement;
 - analysis of marine pollution data statistics to determine the extent of the problem and opportunities for improvement;
 - analysis of data on preferences and requirements of clients and charters in order to determine individual routes and conditions of transportation;
 - statistical analysis of data on the quality of services and customer satisfaction to determine the level of quality and opportunities for improvement;
 - analysis of data on wages and working conditions;
 - statistical analysis of the results and audits carried out by classification societies to meet the requirements;
 - analysis of data on the costs of environmental projects;
- Expert evaluation methods:*
- evaluation of the qualifications and work

experience of the navigator by experts from classification societies;

- evaluation of the ability to effectively navigate a ship and ensure its safety by experts from classification societies.

- optimization of route selection and planning of loading and unloading operations to meet the requirements of clients and charters;

- optimize resource usage to reduce costs and increase transport efficiency.

- assessment of environmental impacts of shipping by experts from public organizations and environmental groups;

Modeling and simulation:

- use of simulation to determine the optimal parameters of the ship's operation related to safety and compliance with international standards;

- using simulation to train navigators in managing the vessel and ensuring its safety in various situations;

- simulation of equipment operation to optimize processes and prevent potential problems;

- simulation of loading and unloading operations to optimize processes and improve the quality of service;

- simulation of the work of vessels to determine the optimal route and conditions of transportation;

- modeling and simulation of the impact of shipping on the environment in order to determine the best methods and technologies to reduce the negative impact on the environment;

- modeling and simulation of nautical skills and ship management skills to assess the professional level and effectiveness of the navigator;

- modeling and simulation of ship operation and safety to assess the navigator's performance in ensuring the safety of the ship and crew.

Operations Research Methods:

- risk analysis and decision making based on mathematical models and methods of operations research [13,14].

Optimization methods [15,16]:

- logistics and supply optimization to reduce delivery time and improve customer service;

- optimizing the use of resources to reduce costs and increase the efficiency of transportation;

- optimizing the use of resources to reduce costs and improve the working conditions of maritime workers;

- optimization of the use of resources to reduce

the cost of training and advanced training of navigators;

- optimizing the use of resources and choosing shipping methods and technologies that reduce the negative impact on the environment and meet environmental standards;

- optimization of the processes of disposal and processing of waste that may occur during work on the ship;

- optimizing the use of new technologies and innovations to improve the efficiency and competitiveness of the navigator operator.

Synthesizing the obtained classification information, let us consider the main stages of modeling.

Determining the goals of modeling:

At this stage, the goals of creating a model are determined, modeling methods are selected, hypotheses are formulated, and criteria for assessing the quality of the model are developed.

1. Data collection and model preparation:

At this stage, the data necessary to build the MON are collected, they are pre-processed and cleaned, and appropriate methods and tools are selected for building the model.

2. Construction a model and its analysis:

At this stage, the construction of the MON is carried out using the selected modeling methods, and its analysis is carried out, assessing the quality and accuracy of the MON, checking it for compliance with the set goals and hypotheses.

3. Implementation, approbation of MON and its improvement:

At this stage, the MON is tested to predict and analyze various scenarios, identify opportunities for improving the MON. Tools for improving the MON can be adding new variables, changing modeling methods, improving data quality, and others.

Conclusions

As you can see, construction a model of the operator-navigator is a complex and multi-stage process, including defining the goals of modeling, collecting and preparing data, building and analyzing the model, as well as its implementation and improvement. Establishment of the MON makes it possible to synthesize and generalize the requirements of stakeholders, the necessary skills and knowledge, which ensures the efficient operation of maritime transport and reduces risks for the crew and the environment. This process also helps stakeholders to select the most suitable candidates for the vacancy and to identify areas where the

navigator operator may need additional training and education.

The results of the study and construction of the MON are significant for improving the work of the organizational and technical systems of maritime transport and ensuring the safety of maritime transport.

References

- [1] Raza, A. M., Yasir, N. N., & Shafique, M. A. (2018). Development of a competency-based model for ship officers. *International Journal of Engineering and Technology*, 7(2), 12753. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i2.14.12753>
- [2] Fernandes, J. R., Antunes, F. L. F., & Veloso, R. C. G. (2019). Development of a model for the assessment of ship crew's competences. *Marine Policy*, 107, 103670. <https://doi.org/10.1016/j.marpol.2019.103670>
- [3] Nosov P.S., Zinchenko S.M., Ben A.P., Nahrybelnyi Ya. A., Dudchenko O.M. Models of decision making by a navigator under implicit agreements with colreg RULES // Науковий вісник Херсонської державної морської академії: науковий журнал. – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2019. – № 1 (20). – С. 31-38.
- [4] Nosov P., Krapyvko G., Ben A., Safonov M., Zinchenko S. Disabling the dynamic positioning of the vessel as a cause of the negative influence of human factor in maritime transport. МНПК пам'яті професорів Фоміна Ю. Я. і Семенова В. С. (FS - 2019), 24 – 28 квітня 2019, Одеса – Стамбул – Одеса. Pages 309-315.
- [5] Nosov P., Cherniavskiy V., Zinchenko S., Popovych I., Prokopchuk Y., Safonov M. Identification of distortion of the navigator's time in model experiment // Bulletin of University of Karaganda. Instrument and experimental techniques, 2020. - № 4(100). P. 57-70. <https://doi.org/10.31489/2020Ph4/57-70>
- [6] Jin, S., Jeon, S., Park, S., & Kim, Y. (2021). A Study on the Development of a Model of the Operator-Navigator for the Improvement of Human Factors in Marine Transportation. *Applied Sciences*, 11(6), 1-17. <https://doi.org/10.3390/app11062509>
- [7] Khezri, R., Nikfalazar, M., Esmaeili, M., & Ghani, A. (2020). A novel model for the evaluation of maritime pilots' performance: A case study of the Persian Gulf. *Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review*, 138, 1-21. <https://doi.org/10.1016/j.tre.2020.101912>
- [8] Nosov, P. S., Popovych, I. S., Cherniavskiy, V. V., Zinchenko, S. M., Prokopchuk, Y. A., & Makarchuk, D. V. (2020). Automated identification of an operator anticipation on marine transport. *Radio Electronics, Computer Science, Control*, (3), 158-172. <https://doi.org/10.15588/1607-3274-2020-3-15>
- [9] Popovych, Ihor; Blynova, Olena; Nass Álvarez, Juan Luis; Nosov, Pavlo y Zinchenko, Serhii. A historical dimension of the research on social expectations of an individual. *Revista Notas Históricas y Geográficas*, número 27 Julio-Diciembre 2021. pp. 190-217.
- [10] Nosov, P., Zinchenko, S., Plokhikh, V., Popovych, I., Prokopchuk, Y., Makarchuk, D., Mamenko, P., Moiseienko, V., & Ben, A. (2021). Development and experimental study of analyzer to enhance maritime safety. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4/3(112), 27-35. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239093>.
- [11] Kim, H., & Lee, H. (2020). Analysis of the Maritime Safety Management System (MSMS) on Safety Performance of the Korean Shipping Industry. *Sustainability*, 12(12), 1-15. <https://doi.org/10.3390/su12125089>
- [12] Yang, B., & He, W. (2021). A study on the classification and coding of the port terminal functional departments based on the organizational and technical system. *Maritime Policy & Management*, 48(2), 226-244. <https://doi.org/10.1080/03088839.2020.1744523>
- [13] Serhii Zinchenko, Oleh Tovstokoryi, Pavlo Nosov, Ihor Popovych, Vitaliy Kobets, Gennadii Abramov. Mathematical support of the vessel information and risk control systems P. 335-354. // CEUR Workshop Proceedings, 2805. <http://ceur-ws.org/Vol-2805/paper25.pdf>
- [14] Зинченко С.Н., Носов П.С., Маменко П.П., Грошева О.А., Матейчук В.Н. Использование математической модели чувствительного элемента гирокомпы для учета инерционной девиации // Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції «Безпека життєдіяльності на транспорті та виробництві – освіта, наука, практика» (11 – 14 вересня) ХДМА – 2019. – С. 203-206.
- [15] Zinchenko, S. M., Ben, A. P., Nosov, P. S., Popovych, I. S., Mamenko, P. P., & Mateichuk, V. M. (2020). Improving the accuracy and reliability of automatic vessel motion control system. *Radio Electronics, Computer Science, Control*, (2), 183-195. <https://doi.org/10.15588/1607-3274-2020-2-19>
- [16] Zinchenko S., Tovstokoryi O., Nosov P., Popovych I., Kyrychenko K. Pivot Point position determination and its use for manoeuvring a vessel / *Ships and Offshore Structures*. 2022. <https://doi.org/10.1080/17445302.2022.2052480>

[17] Li, Y., Li, J., Li, X., & Li, Y. (2020). A hybrid approach for the construction of an operator-navigator model in maritime transport. *Ocean Engineering*, 212, 1-12. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.107584>

Authors' information

Pavlo Nosov, Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of Navigation Department, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0002-5067-9766](https://orcid.org/0000-0002-5067-9766).



Mariia Masonkova, graduate student, specialist of DI-SEP, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0001-9718-152X](https://orcid.org/0000-0001-9718-152X).



Olena Diahyleva, Ph.D., Associate Professor, Vice-Rector on Academic Work, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine, [ORCID ID: 0000-0003-3741-4066](https://orcid.org/0000-0003-3741-4066).



Oleksandr Solovey, Head of the practice, certification and employment department, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine.



Відповідальні за випуск *Р.Є. Врублевський, В.П. Савчук, Д.О. Зінченко*

Технічний редактор *Д.В. Курносенко*

Друк, фальцювальньо-палітурні роботи *В.Г. Удов*

Формат 60x84/16. Папір офсетний.

Ум. друк. аркушів 28,37.

Тираж 100 прим.

Видавництво

Херсонська державна морська академія,

проспект Ушакова, 20, м. Херсон, 73000

тел. 091-32-65-473

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої

справи до Державного реєстру

ДК №4319 від 10.05.2012

