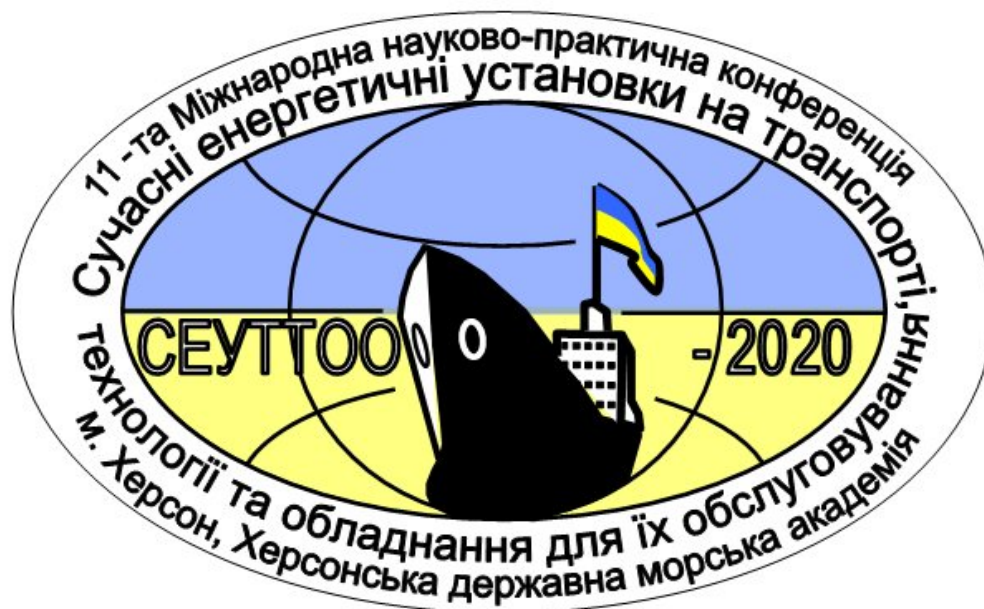


Міністерство освіти і науки України
Херсонська державна морська академія
Херсонський національний технічний університет
Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»
Національний транспортний університет
Одеський національний морський університет
Національний університет «Одеська морська академія»
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова
Інститут газу НАН України
ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет»
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Білоруський національний технічний університет
Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі
Національний технічний університет «ХПІ»
University of Zilina (Словаччина)
Akademia Morska w Szczecinie (Польща)
Крюїнгова компанія «Marlow Navigation»

МАТЕРІАЛИ

11-ї Міжнародної науково-практичної конференції
**СУЧАСНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ НА
ТРАНСПОРТІ, ТЕХНОЛОГІЇ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЇХ
ОБСЛУГОВУВАННЯ**
СЕУТТОО-2020



Херсон – 2020

Науковий комітет:

Білоусов Є.В. – к.т.н., доц., ХДМА;
Варбанець Р.А. – д.т.н., проф., ОНМУ;
Волков В.П. – д.т.н., проф., ХНАДУ;
Волошин В.С. – д.т.н., професор, ПДТУ;
Горбов В.М. – к.т.н., проф., НУК;
Грицук І.В. – д.т.н., проф., ХДМА;
Гутаревич Ю.Ф. – д.т.н., проф., НТУ;
Іщенко І.М. – к.т.н., проф., ХДМА;
Каграманян А.О. – к.т.н., доц., УДУЗТ;
Клец Д.М. – д.т.н., проф., ХНАДУ
Колегаєв М.О. – к.т.н., проф., НУОМА;
Кухаренок Г.М. – д.т.н., проф., БНТУ
Матейчик В.П. – д.т.н., проф., НТУ;
Монастирський Ю.А. – д.т.н., проф., КНУ
Наглюк І.С. – д.т.н., проф., ХНАДУ;
Подригало М.А. – д.т.н., проф., ХНАДУ;
Поливянчук А.П. – д.т.н., проф., ХНУ
міського господарства імені О.М.
Бекетова;
Рева О.М. – д.т.н., проф., НАУ;
Рожков С.О. – д.т.н., проф., ХДМА;
Саравас В.Є. – к.т.н., доцент, ПДТУ;
Сараєв О.В. – д.т.н., проф., ХНАДУ;

Сахно В.П. – д.т.н., проф., НТУ;
Симоненко Р.В. – к.т.н., доц., ДП
«ДержавтотрансНДІпроект»;
Тамаргазін О.А. – д.т.н., проф., НАУ;
Тимошевський Б.Г. – д.т.н., проф., НУК;
Ткач М.Р. – д.т.н., проф., НУК;
Тулученко Г.Я. – д.т.н., проф., ХНТУ;
Шарко О.В. – д.т.н., проф., ХДМА;
Шостак В.П. – к.т.н., проф., НУК
Gerlici Juraj – Dr., prof., University of Zilina
(Словаччина);
Kuric Ivan – Dr., Ing. prof., University of
Zilina (Словаччина);
Podrygora Olena – директор науково-
виробничої компанії «Modern Multi Power
Systems» s.r.o. (Чехія);
Saga Milan – Dr., Ing. prof., University of
Zilina (Словаччина);
Smieszek Mirosław – д.т.н., проф., Rzeszow
University of Technology (Польща);
Wróblewski Aleksander – д.т.н., проф.,
University of Warmia and Mazury in
Olsztyn (Польща)

Організаційний комітет:

Голова – Василь ЧЕРНЯВСЬКИЙ, ректор ХДМА
Заступники голови – Андрій БЕНЬ, проректор з НПр ХДМА
Олександр АКИМОВ, в.о. декана 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. 11-а Міжнародна науково-практична конференція, 08-10 вересня 2020 р.
– Херсон: Херсонська державна морська академія.

У програмі 11-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування» представлені доповіді, 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.....	10
СЕКЦІЯ 1. ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ.....	11
Кучеренко Ю.Н., Губин В.С. РАЗРАБОТКА КОСВЕННОГО МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭФФЕКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СУДОВОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ В ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	12
Кырнац В.И., Брусник Р.О., Губанов В.П., Холденко В.И., Варбанец Р.А. ТРЕНАЖЕР ERS 4000.....	16
Самарін О.Є. ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ГОЛОВНОГО РЕДУКТОРА ГНСК 800 МОРСЬКОГО СУДНА.....	19
Самарін О.Є. ЗАСТОСУВАННЯ ВАЛОГЕНЕРАТОРНОЇ УСТАНОВКИ НА МАЛООБЕРТОВОМУ ДИЗЕЛІ.....	22
Самарін О.Є. ЕФЕКТИВНЕ ОЧИЩЕННЯ ОХОЛОЖУВАЧА ПОВІТРЯ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ.....	25
Тарасенко Т.В., Залож В.И. НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ОЦЕНКИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СУДОВ-ТОЛКАЧЕЙ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ СОСТАВОВ ВО ВНУТРЕННЕМ ПЛАВАНИИ.....	28
Дмитриев С.А., Хрулев А.Э. ЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ПОИСКА ПРИЧИН НЕИСПРАВНОСТЕЙ ДВС И НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ИХ ПОСТРОЕНИЯ И ПРАКТИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ.....	32
Варбанец Р.А., Залож В.И., Тарасенко Т.В., Абросімов В.Г., Клименко В.Г., Ваганов О.І. АНАЛІТИЧНА СИНХРОНІЗАЦІЯ ДАНИХ МОНІТОРИНГУ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....	39
Білоусов Є.В., Рибальченко М.Є. ОПТИМІЗАЦІЯ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ ВИТІСНЮВАЛЬНОГО ПОРШНЯ ТВЕРДОПАЛИВНОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА.....	42
Кубич В.И., Чернета О.Г. КОМПЛЕКСНЫЙ КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ МОТОРНОГО МАСЛА.....	46
Костенко А.А., Головань А.И. ПРИМЕНЕНИЕ ИНТЕГРИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА.....	50
Горячкин А.В., Колбасенко О.В., Дымо Б.В., Корниенко В.С., Язловецький А.В. ВЛИЯНИЕ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА И ТЕМПЕРАТУРЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ НА ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОТЛОВ.....	52

Горобченко О.М., Слободянюк М.Е. ВИЗНАЧЕННЯ КРИТЕРІЮ ОПТИМАЛЬНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗАСОБІВ ТРАСПОРТУ В СКЛАДНИХ СИСТЕМАХ.....	57
Король Ю.М., Корнелюк О.Н. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГИДРОДИНАМИКИ В ЗАДАЧАХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ДВИЖИТЕЛЬНО-РУЛЕВОГО КОМПЛЕКСА СУДОВ.....	60
Евстигнеев Ю.В. Лейбович Л.И. ВЛИЯНИЕ ВЫСОКОВОЛЬТНОГО БАРЬЕРНОГО РАЗРЯДА НА ЖИДКОЕ ТОПЛИВО.....	63
Богатчук М.І. АНАЛІЗ ВСТАНОВЛЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НАФТОГАЗОВОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ТРАНСПОРТУ.....	66
Грицук І.В., Погорлецкий Д.С., Симоненко Р.В., Білай А.В. ТЕПЛОВА ПІДГОТОВКА ГАЗОМОТОРНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ, ОБЛАДНАНОГО ТЕПЛОВИМ АКУМУЛЯТОРОМ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ.....	70
Дощенко Г.Г., Наговский Д.А. МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯМИ СЕРИИ ME ФИРМЫ MAN V&W.....	73
Наговский Д.А., Дощенко Г.Г. СПРОЩЕНЕ УПРАВЛІННЯ ЕЛЕКТРОРУШІЯМИ СУДНА ТИПУ PSV.....	77
Монастирський Ю.А., Максименко І.С. ПЕРЕДУМОВИ НЕОБХІДНОСТІ ТЕОРЕТИЧНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА ДВИГУНАМИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ КАР'ЄРНИХ АВТОСАМОСКІДІВ З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ ПРИ РУСІ В РЕЖИМІ ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНОГО ГАЛЬМУВАННЯ.....	80
Фалендиш А.П., Вихопень І.Р., Клецька О.В., Кіріцева О.В. ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ПРИСАДКИ DFC2020.....	81
Вихопень І.Р., Гатченко В.О., Клецька О.В., Кіріцева О.В. ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ВИТРАТИ ПАЛИВА МАНЕВРОВИМ ТЕПЛОВОЗОМ.....	82
Dzygar A.K., Pogorletsy D.S., Gritsuk I.V., Khudiakov I.V., Chernenko V.V. MARINE FUEL MANAGEMENT ASPECTS AND OPERATIONAL ISSUES.....	83
Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. ВПЛИВ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА ЗМІНУ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ САМОХІДНОЇ ТЕХНІКИ.....	89
Колебанов О.К. ОСОБЛИВІСТЬ ЄДИНОЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОХОДУ «MARAN GAS ACHILLES».....	92
Сарасва І.Ю., Воробйов О.М. ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.....	96
Кривошапов С.И. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ.....	99
Рябушенко О.В., Наглюк І.С. РОЗПОДІЛ ШВИДКОСТЕЙ РУХУ АВТОМОБІЛІВ, ЩО ПОТРАПИЛИ В ДТП В МІСТІ ХАРКОВІ.....	101

Львів К.Є. МЕТОДИКА ОЦІНКИ ЯКОСТІ ОРГАНІЗАЦІЇ ДОРОЖНЬОГО РУХУ В КРУПНИХ ТА НАЙКРУПНІШИХ МІСТАХ.....	104
Левченко О.С., Холодова О.О., Семченко Н.О. АНАЛІЗ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ ПЕРИФЕРІЙНИХ ЗАСОБІВ АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ДОРОЖНІМ РУХОМ В М. ХАРКІВ.....	109
Семченко Н.О., Холодова О.О., Левченко О.С. ВИЗНАЧЕННЯ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ПРОЦЕСУ РУХУ ГРУП ЩІЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКІВ ПЕРЕГОНАМИ.....	114
СЕКЦІЯ 2. ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ, НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ.....	119
Врублевський Р.Є. ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА 6S70MC-C ЗА РАХУНОК УСТАНОВКИ СИСТЕМИ ALPHA ASS.....	120
Матвеев В.В. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МНОГОТОПЛИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ И ЕГО ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ.....	123
Пилипенко О.І. ДИНАМІКА ЛАНЦЮГОВОГО ПРИВОДУ З ВРАХУВАННЯМ РІЗНИХ МАТЕРІАЛІВ І ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГУНІВ РІЗНОГО ТИПУ.....	128
Рокицький М.О., Шут М.І., Рокицька Г.В., Демченко В.Л., Січкач Т.Г., Шут А.М. ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ПОЛІМЕРНИХ НАНОКОМПОЗИТІВ СИСТЕМИ ПХТФЕ – SnO₂.....	131
Дели А.К., Головань А.И., Гончарук И.П. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НЕДИСПЕРГИРУЮЩЕГО ГАЗОВОГО АНАЛИЗАТОРА В ЗАДАЧЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА ВЫБРОСОВ ДВУОКИСИ УГЛЕРОДА ТРАНСПОРТНЫМ СУДНОМ.....	134
Скалыга Н.Н. Рудинец Н.В. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЕЗДОВОГО ЦИКЛА ДОРОЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ РАБОТЫ ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	136
Горбатюк Є.В. ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА ПРОГНОЗУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗЕМЛЕРІЙНИХ МАШИН В БУДІВНИЦТВІ.....	139
Шаповалов О.В. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ СИСТЕМ ПРОТИПОЖЕЖНОГО ЗАХИСТУ З АСИНХРОННИМИ ДВИГУНАМИ ПРИ ВІДСУТНОСТІ ОСНОВНОГО ЕЛЕКТРОЖИВЛЕННЯ.....	143
Gorbov V.M., Mitienkova V.S., Lychko B.M. METHANOL AS PROMISING MARINE FUEL: TECHNICAL ASPECTS OF APPLICATION.....	145
Тимошевський Б.Г., Шалапко Д.О., Шалапко І.О. СУЧАСНІ СПОСОБИ ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЮ В СУДНОВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.....	148
Булгаков М.П. ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ФОРСУНОК СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ.....	151

Коробко В.В. СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ З ТЕРМОАКУСТИЧНИМИ СИСТЕМАМИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВИХ ВИКИДІВ.....	154
Баганов Є.О., Погребняк І.Ф. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ХИТАВИЦІ НА ВИРОБЛЕННЯ ЕНЕРГІЇ ФОТОЕЛЕКТРИЧНИМ МОДУЛЕМ.....	157
Мар'янов Д.М. ПІДТРИМКА ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БАГАТОКОМПОНЕНТНИХ ТЕХНІЧНИХ РІДИН.....	161
Куропятнік О.А. ІНТЕГРАЛЬНА ОЦІНКА ЕКОЛОГІЧНОСТІ ТА ЕКОНОМІЧНОСТІ РОБОТИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ.....	164
Зінченко Д.О. ЗМЕНШЕННЯ ВИКИДІВ SO _x СУДНОВИМИ ЕНЕРГЕТИЧНИМИ УСТАНОВКАМИ.....	168
Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.....	170
Сагін С.В., Столярик Т.О. ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВТРАТ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДОВГОХОДОВИХ ДИЗЕЛІВ МОРСЬКИХ СУДЕН.....	172
Domanska H., Yehorov O., Kulyk V. FINISHING SOCIAL ENGINEERING ATTACKS	176
Подригало М.А., Подригало Н.М., Сериков Г.С., Серикова И.А. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ КОЛЕСА ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ ПРИ ВОЗНИКНОВЕНИИ ЭФФЕКТА ЗОММЕРФЕЛЬДА–КОНОНЕНКО.....	177
Король Ю.М., Корнелюк О.М. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ГРЕБНИХ ГВИНТІВ ЯК ОДИН ІЗ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДЕН.....	180
Горлачов О.О. ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ РЕГУЛЮВАННЯ ПАЛИВОПОДАЧІ В СУДНОВИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛЯХ.....	184
Кравченко О.П., Левківський О.А. ПОРІВНЯЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА НАДІЙНОСТІ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ АВТОМОБІЛІВ-ТЯГАЧІВ.....	187
Богдан Ю.О., Сатулов А.І., Манжелей В.С., Худяков І.В. МОДЕЛЮВАННЯ ГВИНТОВИХ І РЕГУЛЯТОРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИК СУДНОВОГО ГОЛОВНОГО СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДВИГУНА НА ТРЕНАЖЕРІ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ WÄRTSILÄ ERS 5000 TechSim.....	188
Чередніченко О.К., Мітенкова В.С., Коробейнікова Н.В. ЗНИЖЕННЯ ЕМІСІЇ ДІОКСИДУ ВУГЛЕЦЮ ГАЗОВОЗАМИ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ТЕРМОХІМІЧНИХ УТИЛІЗАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ.....	192
Тимофєєв К.В., Бутаков І.Б., Коцюба Є.В. ПРЯМЕ УПРАВЛІННЯ МОМЕНТОМ АСИНХРОННОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА.....	196
Зінченко Д.О. ЗНИЖЕННЯ ВИТРАТ ЦИЛІНДРОВОГО МАСЛА В МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНАХ WÄRTSILÄ.....	200
Савчук В.П., Кухаренок Г.М., Курносенко Д.В., Котов А.І. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ВИСОКООБЕРТОВИХ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ НА ХАРАКТЕР ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ МАСЛА.....	202

Володарець М.В., Семернін О.М., Ткачов С.А. ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ТРАНСПОРТНОГО ВУЗЛА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	206
СЕКЦІЯ 3. РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ ТРАНСПОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	208
Яглицький Ю.К., Тітов М.В. ДОСЛІДЖЕННЯ СУЧАСНИХ ЗАСОБІВ ВДОСКОНАЛЕННЯ МАНЕВРЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ БУКСИРА.....	209
Євсєєва Н.О., Сухонос Р.Ф. МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВЗ З ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ НАСОСУ.....	212
Марасанов В.В., Степанчиков Д.М., Шарко А.В., Шарко А.А. ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ В УСЛОВИЯХ КОМБИНИРОВАННОГО НАГРУЖЕНИЯ ПО ДАННЫМ АКУСТИКО-ЭМИССИОННЫХ ИЗМЕРЕНИЙ.....	214
Проценко В.О., Білоконь А.О. ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ ДЕТАЛЯМИ СУДНОВОЇ РУЛЬОВОЇ МАШИНИ ПЛУНЖЕРНОГО ТИПУ.....	217
Проценко В.О., Бабій М.В., Настасенко В.О. АНАЛІЗ ДЖЕРЕЛ ВІДМОВИ ПАЛИВНОГО НАСОСА ВИСОКОГО ТИСКУ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ MaK M43.....	221
Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВИКОРИСТАННЯ МАЛИХ ДОМШОК ВОДНЮ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ТА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА 6ЧН20/28.....	223
Голощапов С.С. К РАСЧЕТУ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СУДОВЫХ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ.....	226
Авраменко Н.Н., Растегина Г.И., Иванов А.А. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ОБОРОТОВ В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВКАХ.....	230
Ліньков О.Ю., Кравченко С.А., Пильов В.В. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ГОЛОВКИ ЦИЛІНДРУ СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ.....	236
Агєєв М.С., Манжелей В.С., Дзигар А.К. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЙ НАНАЕСЕННЯ ЗАХИСНИХ ПОКРИТТІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ТА РЕСУРСУ ПРИ ВІДНОВЛЕННІ ВАЛІВ СДВЗ.....	239
Клименко Л.П., Андрєєв В.І., Случак О.І., Прищепов О.Ф., Щесюк О.В. ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ТА ЗНОСОСТІЙКОСТІ ПОРШНІВ МАЛОЛІТРАЖНОГО ДВИГУНА ПРИ ЛИТТІ ВАКУУМНИМ ВСМОКТУВАННЯМ.....	243
Щедролосєв О.В., Узлов О.М., Кириченко К.В. УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКТИВНОГО ВУЗЛА З'ЄДНАННЯ ДНИЩА ТА ЗОВНІШНЬОЇ ПОЗДОВЖНЬОЇ СТІНКИ ПОНТОНА КОМПОЗИТНОГО ПЛАВУЧОГО ДОКУ.....	245
Цюман М.П., Матейчик В.П., Smieszek Mirosław, Kuric Ivan, Saga Milan, Podprygora Olena СИСТЕМА ДЛЯ ДОДАВАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНОГО ГЕНЕРАТОРА ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ ДО ПОВІТРЯНОГО ЗАРЯДУ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ.....	247

Кравцова Л.В., Богдан А.П. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ І ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ПОЛІМЕРКОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ.....	249
Шиколенко О.О., Максимук Г.Є., Савчук В.П., Тулученко Г.Я. НАВЧАЛЬНИЙ МОДУЛЬ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ СТАЦІОНАРНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ.....	252
СЕКЦІЯ 4. ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ТА ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ І ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ, ЙОГО ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ.....	255
Сербін С.І., Діасамідзе Б.Т. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УТВОРЕННЯ ОКСИДІВ СІРКИ В ДВОПАЛИВНІЙ НИЗЬКОЕМІСІЙНІЙ КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ГТД ПРИ РОБОТІ НА РІДКОМУ ПАЛИВІ.....	256
Настасенко В.А. РАЗВИТИЕ КОНЦЕПЦИИ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ.....	259
Богатчук І.М., Прунько І.Б., Богатчук М.І. АНАЛІЗ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЗАПОБІГАННЯ ВІДКЛАДЕННЯ НАКИПУ НА ВНУТРІШНІЙ ПОВЕРХНІ ЗМІЙОВИКА ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА.....	262
Грицук І.В., Черненко В.В., Дзигар А.К., Вербовський О.В. ОСОБЛИВОСТІ АДАПТАЦІЇ СУЧАСНИХ ІНФОРМАЦІЙНИХ СИСТЕМ ДО ОБ'ЄКТІВ МОНІТОРИНГУ І ДІАГНОСТУВАННЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ.....	265
Богдан Ю.О., Горобець В.Г., Троханяк В.І. МАТЕМАТИЧНЕ ПЛАНУВАННЯ І ОБРОБКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ І ЧИСЕЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕПЛООБМІНУ КОМПАКТНИХ ПУЧКІВ ТРУБ.....	268
Зінченко Д.О. УСТАНОВКА WÄRTSILÄ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ ВИКИДІВ ОКСИДІВ АЗОТУ NO_x (NOR).....	270
СЕКЦІЯ 5. ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗІ.....	272
Горобченко О.М., Черняк Ю.В., Неведров О.В. УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДОЛОГІЇ ОЦІНКИ ДІЙ ЛОКОМОТИВНИХ БРИГАД ПРИ ВИНИКНЕННІ НЕШТАТНИХ СИТУАЦІЙ.....	273
Рева О.М., Камишин В.В., Шульгін В.А., Івлієв А.М. ПРОБЛЕМИ КОРИСНОСТІ-БЕЗПЕКИ В ВИЗНАЧЕННІ СТАВЛЕННЯ АВІАЦІЙНИХ ОПЕРАТОРІВ «ПЕРЕДНЬОГО КРАЮ» ДО НЕБЕЗПЕЧНИХ ДІЙ АБО УМОВ.....	275
Худяков І.В., Грицук І.В., Манжелей В.С, Український Є.О. ОСОБЛИВОСТІ ДИСТАНЦІЙНОГО МОНІТОРИНГУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В ЧАСТИНІ ІДЕНТИФІКАЦІЇ РЕЖИМІВ ПРАЦІ ТА ВІДПОЧИНКУ ВОДІЯ.....	282

Кісетов Ю. В., Кукліна О.Ю. ДО ПИТАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМІНУ «БЕЗПЕКА» В УКРАЇНСЬКОМУ ЗАКОНОДАВСТВІ.....	287
Кравцова Л.В., Камінська Н.Г. КОМПЛЕКСНА ПІДГОТОВКА СПЕЦІАЛІСТІВ МОРСЬКОГО ПРОФІЛЮ: ПРИРОДНИЧІ НАУКИ.....	290
Кравцова Л.В., Камінська Н.Г. КОМПЕТЕНТІСНИЙ ПІДХІД ДО ФОРМУВАННЯ ПРОГРАМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ МОРСЬКОГО ПРОФІЛЮ З ДИСЦИПЛІН НОРМАТИВНОГО ЦИКЛУ.....	294
Знамеровська Н.П. ФОРМУВАННЯ ІНЖЕНЕРНО-ГРАФІЧНОЇ КОМПЕТЕНТНОСТІ У СУДНОВИХ МЕХАНІКІВ.....	297
Погорлецький Д.С. КОМПЕТЕНТІСНИЙ ПІДХІД В СИСТЕМІ МОРСЬКОЇ ОСВІТИ.....	301
Знамеровська Н.П., Татарінцева Ю.Г. ВИКОРИСТАННЯ СУЧАСНИХ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПРИ ВИКЛАДАННІ ГРАФІЧНИХ ДИСЦИПЛІН.....	303
Васильченко Г.Ю., Моїсеєнко Л.Л. ФОРМУВАННЯ ІНЖЕНЕРНИХ КОМПЕТЕНЦІЙ ФАЦІВЦІВ З ЕКСПЛУАТАУЇ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК В ПРОЦЕСІ ВИВЧЕННЯ ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ.....	306
Кіріцева О.В., Клецька О.В., Тимофєєнко М. СПРОЩЕНА МОДЕЛЬ ВИЗНАЧЕННЯ СЛАБКИХ МІСЦЬ ВАГОНОПОТОКІВ МЕТАЛУРГІЙНОГО КОМБІНАТУ.....	309
Шапар Л.А., Шпілєвая Т.М. ПРИНЦИПИ НАЛАГОДЖЕННЯ БЕЗПЕРЕРВНОГО СПІВРОБІТНИЦТВА МОРСЬКИХ ЗВО З СУДНОПЛАВНИМИ ТА КРЮЇНГОВИМИ КОМПАНІЯМИ.....	311
Саравас В.Є., Молчан А.В. ВПРОВАДЖЕННЯ VR-ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ З ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК.....	315
Зайцева Т.В., Пуляєва Г.В. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ РОЗВ'ЯЗУВАННІ ПРОФЕСІЙНО-ОРІЄНТОВАНИХ ОБЧИСЛЮВАЛЬНИХ ЗАДАЧ	317
Пронин С.В. ОБЗОР БИБЛИОТЕК МАШИННОГО ОБУЧЕННЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ГЕОГРАФИЧЕСКИХ ДАННЫХ.....	321
Стаценко В.І. АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ В УМОВАХ РЕФОРМИ ВИЩОЇ ОСВІТИ. РОЗВИТОК СТАРТАП КУЛЬТУРИ В УНІВЕРСИТЕТАХ ЯК ВАЖЛИВИЙ РУШІЙ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ОСВІТИ.....	324
Савчук В.П., Грицук І.В., Котов А.І., Вербовський В.С. ЛАБОРАТОРНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ І МОНІТОРИНГУ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ТА ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ СТАЦІОНАРНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА Д-246.4.....	327

СЛОВО ГОЛОВИ ОРГАНІЗАЦІЙНОГО КОМІТЕТУ КОНФЕРЕНЦІЇ, РЕКТОРА ХЕРСОНСЬКОЇ ДЕРЖАВНОЇ МОРСЬКОЇ АКАДЕМІЇ ЧЕРНЯВСЬКОГО ВАСИЛЯ ВАСИЛЬОВИЧА



Шановні колеги!

Уже традиційна збірка матеріалів XI Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (СЕУТТОО – 2020) – є результатом тривалої та наполегливої роботи досвідчених і молодих науковців, які об'єдналися для аналізу сучасного стану транспортної енергетики і тенденцій її розвитку.

Ефективна транспортна галузь – один із важливіших системоутворюючих факторів в економіці України, що впливає на всі галузі промисловості та соціальне життя. За останні

десятиліття прослідковується тенденція до зростання швидкості руху вантажів і пасажирів, що дає відчутний економічний і соціальний ефект; падіння цін на перевезення дозволяє підняти рівень ділової активності населення; забезпечення регулярності та ритмічності доставки вантажів призводить до вивільнення оборотних коштів і зменшення витрат на зберігання товарів. У зв'язку із вищевказаним особливою актуальністю набувають наукові дослідження у сфері експлуатації енергетичних установок як основного елемента транспортного засобу.

Збірка об'єднує розробки з питань енергозбереження та нетрадиційної енергетики, створення нових та удосконалення існуючих конструкційних матеріалів, інноваційних методів проектування та виробництва енергетичних систем тощо.

Надані публікації, авторами яких виступають як окремі науковці, так і групи дослідників, об'єднані у п'ять розділів:

- 1) проблеми експлуатації енергетичних установок і допоміжного обладнання на транспорті;
- 2) проблеми енергозбереження, надійності та безпеки енергетичних установок і допоміжного обладнання на транспорті, нетрадиційні енергетичні системи;
- 3) робочі процеси, динаміка та міцність транспортного і технологічного обладнання;
- 4) проблеми розвитку та особливості проектування і виробництва енергетичних установок і допоміжного обладнання для транспортних систем, його програмне забезпечення;
- 5) проблеми підготовки спеціалістів для транспортної галузі.

Переконаний, що матеріали цієї збірки будуть корисними усім тим, хто цікавиться проблемами розвитку транспортної енергетики. Доробки учасників конференції здатні вирішувати проблеми на транспорті, робити транспортні системи більш ефективними, дозволяють зменшити рівень його енергоємності, робити його безпечнішим як для людини, так і для навколишнього середовища.

Як окремий дослідник так і ціла держава не в змозі забезпечити науковий поступ, тому що прогрес науки – це глобальний рух людства до процвітання, який безпосередньо впливає на повноту та якість життя кожного. Конференція «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» об'єднує фахівців із навчальних закладів та наукових установ України, Білорусі, Польщі та Словаччини. Спільна праця сприяє зміцненню наукового співробітництва в галузі, розширенню кола наукового пошуку, залученню молоді до найбільш актуальних досліджень у сфері транспортної енергетики.

Одинадцята збірка матеріалів конференції доводить, що Херсонська державна морська академія – це не лише морський заклад освіти, але й потужний науковий осередок. У час високих технологій та інноваційного розвитку саме результативність наукової діяльності впливає на темпи економічного росту і конкурентоспроможність нашої держави у світовому співтоваристві.

Бажаю усім нових творчих пошуків, невичерпної наснаги, енергії, професійної інтуїції та численних перемог на нелегкому, але надзвичайно цікавому шляху наукової творчості.

З повагою, ректор ХДМА, д.п.н., проф.

Василь ЧЕРНЯВСЬКИЙ

Секція 1

ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ

РАЗРАБОТКА КОСВЕННОГО МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭФФЕКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СУДОВОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Кучеренко Ю.Н., Губин В.С.
Одесский национальный морской университет, Украина

Для расчёта значений эффективных параметров судовых дизельных установок (СДУ) широко применяют прямые методы измерения крутящих моментов M_e на валолинии гребного винта. Измерения проводятся с помощью современных электронных торсиометров различных моделей, таких как Siemens, LEMAG Shaftpower, Кума Shaft Power, Maihak Shaft Power Meter и других. Такие измерительные системы не просто измеряют крутящий момент, но позволяют проанализировать и измерить такие показатели, как: мощностные переходные процессы, пиковые уровни крутящего момента, крутильное ускорение, вибрация вала.

Торсиометры измеряют деформацию кручения прямого участка вала или специальной муфты (угол относительного закручивания двух сечений), и по ней определяется крутящий момент. В торсиометрах судовых установок в качестве измерительного участка используется участок гребного вала. Угол закручивания вала φ – это угол относительного поворота двух сечений вала, взятых на расстоянии l одно от другого, под действием крутящего момента M_e . Значение величины угла закручивания определяется по известной формуле:

$$\varphi = \frac{l}{G \cdot I_p} M_e \quad (1)$$

где G – модуль сдвига материала вала, H/m ;
 I_p – полярный момент инерции сечения вала, m^4 ;
 l – длина базы торсиометра, m ;
 M_e – крутящий момент, передаваемый валом, Hm .

В зависимости от способа измерения угла закручивания вала, торсиометры бывают механические, оптические или электрические. Наибольшую точность измерений показывают динамометры, принцип построения которых основан на применении электрических методов измерения угла закручивания [1 - 7]. Наиболее широкое применение на практике получили методы тензометрии, электроакустический (струнный) метод, индукционный, емкостный, методы индуктивности.

Анализ конструктивных особенностей современных систем торсиографирования показал, что существуют ограничения при использовании торсиометров на средних и малых судах. Это связано с тем, что на этих судах длина открытого участка валопровода часто бывает мала для установки измерителя крутящего момента. Возникающие крутильные колебания и момент инерции вращающейся массы соединительного вала так же оказывают влияние на результаты измерения.

Нужно отметить и тот факт, что измерение мощности по крутящему моменту при помощи торсиометра требует определения действительного значения модуля сдвига G для материала гребного вала, который можно определить лишь в стендовых условиях при постройке судна или при замене участка промежуточного вала новым. Использование в расчётах среднего значения модуля сдвига G для участка вала увеличивает погрешность измерений.

Основными документами, которые предписывают контролировать работу СДУ в эффективных параметрах, можно считать резолюцию ИМО МЕРС.254(67) в части определения

коэффициента энергоэффективности судов, а также ГОСТ 21792-89 [1], где регламентируются приёмка и методы испытаний СДУ на судне. Эти нормативные документы допускают использование также и косвенных методов определения значения эффективной мощности. При этом погрешность применяемого косвенного метода определения значения эффективной мощности не должна превышать значения $\pm 5\%$.

Таким образом, разработка косвенного метода определения эффективных параметров СДУ, применимого в условиях эксплуатации и удовлетворяющего требованиям нормативных документов, является актуальной научной задачей.

При разработке нового метода контроля значений эффективных параметров СДУ в эксплуатации была использована известная формула, предложенная профессором Г. А. Конаковым для расчёта значения механического КПД на частичных режимах [5, 6], при имеющихся значениях механического КПД на номинальном режиме и мощности текущего эксплуатационного режима. Согласно этой формулы:

$$\eta_m = 1 - Z \frac{Ni_H}{Ni} (1 - \eta_{mH}), \quad (2)$$

где $Z = (1 + 2 \frac{n}{n_H}) \frac{n}{3n_H}$ – критерий, отражающий относительную мощность механических

потерь в двигателе;

H – индекс номинального эксплуатационного режима;

n – частота вращения коленчатого вала на эксплуатационном режиме;

Ni – индикаторная мощность эксплуатационного режима.

Данные сдаточных и ходовых испытаний большинства судовых дизелей показывают, что коэффициент корреляции между мощностью, давлением наддувочного воздуха и частотой вращения газотурбонагнетателя (ГТН) близок к единице. Предложено модифицировать формулу (2) таким образом, чтобы использовать точно контролируруемую на практике величину частоты вращения ротора ГТН. Таким образом, модификация формулы (2) сводится к

следующей функциональной зависимости механического КПД: $\eta_m = f\left(\frac{TURrpm_H}{TURrpm}\right)$

Возникающая нелинейность в соотношении мощности СДУ и частоты вращения ГТН слабо выражена, и в относительном виде эта зависимость носит квадратичный характер

$$\Phi = \frac{Ni_H}{Ni} = A \left(\frac{TURrpm_H}{TURrpm} \right)^2 + B \frac{TURrpm_H}{TURrpm} + C \quad (3)$$

С учетом (3) формула (2) может быть записана в виде

$$\eta_m = 1 - Z\Phi(1 - \eta_{mH}) \quad (4)$$

Значение мощности и механического КПД номинального режима указаны в паспортной документации либо в данных Sea Trials. Индикаторную мощность Ni и частоту вращения коленчатого вала n текущего эксплуатационного режима можно определить с помощью систем мониторинга рабочего процесса типа DEPAS. Частоты вращения ротора ГТН на

эксплуатационных режимах СДУ определяются методами спектрального анализа виброакустических сигналов компрессора. Зависимость величины индикаторной мощности от значения оборотов турбокомпрессора на разных эксплуатационных режимах позволяет определить значение коэффициентов A , B и C полинома в формуле (3).

Определив значение критерия Φ на выбранном эксплуатационном режиме, можно рассчитать значение механического КПД η_m для этого режима и значения остальных эффективных параметров, таких как:

- среднее эффективное давление $p_e = p_i \eta_m$;
- эффективная мощность в цилиндрах СДУ $N_e = N_i \eta_m$;
- удельный эффективный расход топлива $b_e = b_i / \eta_m$;
- эффективный КПД СДУ на текущем нагрузочном режиме $\eta_e = \eta_i \eta_m$,

где N_e, N_i – эффективная и индикаторная мощности СДУ; p_e, p_i – среднее эффективное и индикаторное давления в рабочем цилиндре; η_m, η_i – механический и индикаторный КПД; b_e, b_i – удельный эффективный и индикаторный расходы топлива.

Измерение частоты вращения ротора ГТН методами спектрального анализа виброакустических сигналов компрессора доступно в эксплуатации для большинства МОД, СОД и ВОД, что показано в работах [2, 3, 4].

Виброакустический метод определения частотных характеристик надувного судового двигателя разработан на кафедре СЭУ и ТЭ Одесского национального морского университета и имеет ряд преимуществ перед традиционными методами, предполагающими применение датчиков оборотов и счетчиков импульсов различных типов. В первую очередь, это простой способ инсталляции, помехоустойчивость, невысокая стоимость и отсутствие подключения к регистровой схеме измерения оборотов при помощи штатных измерителей.

Относительная погрешность определения частот коленчатого вала (КВ) при использовании виброакустического метода не превышает 0,5 %, что значительно ниже погрешности современных судовых тахометров. Ещё ниже относительная погрешность определения частот ГТН по амплитудному спектру акустического сигнала компрессора [2, 3]. Это объясняется тем, что происходит измерение не самих частот вращения, а частот, кратных количеству цилиндров или лопаток компрессора ГТН.

При составлении алгоритма работы и схемы электрического принципиального вычислителя параметров СДУ использовался опыт создания более ранней версии частотного модуля [4], вычислительная и измерительная часть которого была реализована на базе современного DSP микроконтроллера. Модуль разработан для установки на двигателе в районе кольцевого фильтра турбины газотурбонаддува и использовался для измерений частотных характеристик ГТН и КВ при построении систем дистанционного контроля параметров СДУ.

В вычислителе параметров СДУ (рис. 1) набор данных от преобразователей физических величин, синхронизация и математические вычисления выполняются на 32-разрядном микроконтроллере STM32 F4 компании STMicroelectronics.

Для отображения информации и настройки вычислителя применён 4.3” интеллектуальный дисплей TFT LCD Intelligent Touch Display компании Nextion.

В основном режиме на экран выводятся одновременно значения трех параметров: измеряемая лопаточная частота или значение оборотов КВ, расчётное значение оборотов ГТН ($TURrpm$) и расчётное значение механического КПД (η_m).

В режиме «Опции» можно установить значения параметров для расчёта лопаточной частоты, оборотов ГТН, оборотов КВ и значения механического КПД. Также в этом режиме для уменьшения эффекта «утечки мощности» (*DFT leakage effect*) и восстановления частоты

сигнала можно выбрать аналитическое решение или применить одно из оконных преобразований (окно Хемминга, Блекмена, Кайзера).



Рисунок 1. Вычислитель параметров СДУ (рабочий экран и экран настроек)

Анализ зависимости значения η_m , рассчитанного по формуле (4), от величины индикаторной мощности показывает, что максимальное отклонение расчётных значений η_m от результатов сдаточных испытаний для большинства СОД и МОД происходит на режимах работы СДУ выше 100 % нагрузки и ниже 50 %. На нагрузочных режимах от 50 % до 100 % мощности СДУ относительная погрешность расчётного метода определения η_m не превысила значения 3 %, что удовлетворяет требованиям действующих нормативных документов для косвенных методов определения эффективной мощности.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 21792-89. Установки дизельные судовые. Приемка и методы испытания на судне.
2. Варбанец Р. А. Виброакустический контроль частотных характеристик судового дизеля с турбонаддувом / Р. А. Варбанец, Ю. Н. Кучеренко, А. И. Головань // Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал. Харьков, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». – 2012. – № 10 (97). – С. 98–105.
3. Варбанец Р. А. Комплексный контроль технического состояния судового двигателя с турбонаддувом / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский, Ю. Н. Кучеренко, А. И. Головань // Искусственный интеллект. – 2012. – № 3. – С. 366–376.
4. Варбанец Р. А. Анализ метода устранения «утечки» спектра при диагностике систем турбонаддува судовых дизелей / Р. А. Варбанец, Ю. Н. Кучеренко, А. И. Головань, Н. И. Александровская // Искусственный интеллект. – 2013. – № 4 (62). – С. 289–295.
5. Конаков Г. А. Механический КПД двигателей внутреннего сгорания на частичных режимах / Г. А. Конаков // "Судовая энергетика". Одесса ОГМА. – 1993. – № 1. – С. 25–26.
6. Бойко П. В. Определение мощности судового дизеля косвенным методом / П. В. Бойко, Г. А. Конаков // Научно-технический сборник. Серия: Судовые энергетические установки. Одесса ОГМА. – 1999. – № 3. – С. 19–24.
7. Вешкельский С. А. Справочник судового дизелиста. Вопросы и ответы / С. А. Вешкельский. – Л.: Судостроение, 1990. – 368 с.

ТРЕНАЖЕР ERS 4000

Кырнац В.И., Брусник Р.О., Губанов В.П., Холденко В.И., Варбанец Р.А.
Одесский национальный морской университет, Украина

В настоящее время группа компаний Транзас является одним из ведущих мировых производителей программно-аппаратных тренажерных систем для профессиональной подготовки и сертификации морских специалистов, включая старших механиков. Тренажеры судовой энергетической установки производства компании «Транзас» разработаны для проведения обучения, отработки навыков и оценки компетентности членов команды машинного отделения.

Тренажер ERS 4000 разработан в соответствии с требованиями конвенции ПДМНВ'95, а также курсов IMO: 2.07; 2.08; 7.02; 7.04. Тренажер сертифицирован норвежским классификационным сообществом Det Norske Veritas как соответствующий классу А.

Функциональность тренажера ERS 4000 и различные комбинации режимов контроля и управления обеспечивают три основных уровня обучения и тренинга в соответствии с требованиями Международной конвенции ПДМНВ'95:

- Ознакомление.
- Эксплуатация и несение вахты в штатном режиме работы.
- Эксплуатация и несение вахты в нештатном режиме работы, поиск и устранение неисправностей.

Рабочее место обучаемого

Тренажер ERS позволяет работать с тремя модулями:

- Модуль пропульсивной установки – главный двигатель и обслуживающие его системы.
- Модуль судовой электростанции.
- Модуль вспомогательных систем и механизмов.

Все три модуля могут использоваться независимо друг от друга или работать совместно в полной взаимосвязи.

Рабочее место инструктора

Инструкторское место оборудовано двумя мониторами – один предназначен для непосредственного управления тренажером, другой отображает информацию от обучаемого в графическом виде.

Программное обеспечение инструктора поддерживает:

- Работу редактора упражнений.
- Режим «Briefing» для разъяснений и инструктажа.
- Режим «Online control» – основной режим управления классом обучаемых: загрузка упражнений и контроль.
- Режим «Debriefing» – проигрывание записей выполнения упражнений обучаемыми.
- Работа с автоматизированной системой оценки выполнения упражнения (TEAS).

Пульты контроля и управления

Тренажер ERS 4000 Full Mission оснащен полноразмерными консолями, включающими встроенные панели контроля и управления, а также компьютерами.

Консоли, входящие в состав тренажера ERS 4000, имитируют:

- Консоль центрального поста управления (ЦПУ).
- Секции главного распределительного щита (ГРЩ) и аварийного распределительного щита (АРЩ) судовой электростанции.
- Панели местных постов управления.

- Звуковая система имитирует шумы всех основных механизмов машинного отделения.
- Система АПС имитирует аварийные звуковые и световые сигналы.

Все консоли, поставляемые в составе тренажера, включают в себя встроенные компьютеры, соединенные в локальную сеть, что обеспечивает полномасштабное взаимодействие всех элементов системы.

Основные преимущества тренажера:

- функциональность тренажера обеспечивает все уровни обучения, тренинга и проверки компетенции, включая как индивидуальную, так и групповую подготовку, тренировку команды под руководством инструктора или без него;
- полный набор режимов работы инструктора – редактор упражнений, разъяснение задания (Briefing), проведение занятий в классе, анализ результатов, упражнения со сценариями (Debriefing);
- высокий уровень моделирования в режиме реального времени обеспечивает поведенческий реализм и адекватность тренажера;
- интерфейс тренажера соответствует лучшим образцам современных комплексных систем управления, что обеспечивает высокий физический реализм тренажера;
- логически выверенный интерфейс тренажера обеспечивает быстроту освоения тренажера и удобство в работе;
- модульная структура тренажера обеспечивает возможность реализации особых требований заказчика и дальнейшего развития тренажера;
- наличие программы подготовки инструкторов;
- всеобъемлющие руководства и необходимые справочные материалы.

В тренажере, установленном в ОНМУ, представлены три судна: контейнеровоз, танкер и судно типа «Ro-Ro».

Контейнеровоз 83105 т DWT с двухтактным малооборотным реверсивным дизельным главным двигателем с турбонаддувом, с прямой передачей на винт фиксированного шага (ВФШ).

Главный двигатель фирмы MAN B&W 10K98MC. Модификация представляет собой 10-ти цилиндровый двигатель с номинальной мощностью 57200 кВт и частотой вращения 94 об/мин. Диаметр цилиндра – 980 мм, а ход поршня – 2660 мм.

Электростанция судна с малооборотным ГД имеет два ДГ мощностью по 6000 кВА (n = 1000 об/мин) каждый, ВГ мощностью 3375 кВА (n = 1000 об/мин), АДГ мощностью 1150 кВА (n = 1000 об/мин), береговое питание 400 А, трансформаторы Т1, Т2 и Т3 по 160 кВА и трансформаторы Т4 и Т5 по 63 кВА.

Нефтяной танкер 65,000 т DWT с двухтактным малооборотным реверсивным дизельным главным двигателем с турбонаддувом, с прямой передачей на винт фиксированного шага (ВФШ).

Главный двигатель фирмы MAN B&W 6S60MC. Модификация представляет собой шестицилиндровый двигатель с номинальной мощностью 12240 кВт и частотой вращения 105 об/мин. Диаметр цилиндра – 600 мм, а ход поршня – 2292 мм.

Электростанция судна имеет два ДГ мощностью по 1000 кВА (n = 1000 об/мин) каждый, ВГ мощностью 1375 кВА (n = 1000 об/мин), ТГ мощностью 1375 кВА (n = 1500 об/мин), АДГ мощностью 121 кВА (n = 1000 об/мин), береговое питание 400 А, трансформаторы Т1, Т2 и Т3 по 160 кВА и трансформаторы Т4 и Т5 по 63 кВА.

Транспортное судно Ro-Ro 5,000 т DWT с четырехтактным среднеоборотным нереверсивным дизельным главным двигателем с турбонаддувом, работающим на винт регулируемого шага (ВРШ).

Главный двигатель фирмы S.E.M.T. Pielstick16 PC2.2 V-400. Модификация представляет собой V-образный 16-ти цилиндровый двигатель с номинальной мощностью

5996 кВт и частотой вращения 520 об/мин. Диаметр цилиндра – 400 мм, а ход поршня – 460 мм.

Электростанция судна со среднеоборотным ГД имеет два ДГ мощностью по 650 кВА ($n = 750$ об/мин) каждый, ВГ мощностью 800 кВА ($n = 1000$ об/мин), АДГ мощностью 100 кВА ($n = 1000$ об/мин), береговое питание 200 А, трансформаторы Т1, Т2 и Т3 по 100 кВА и трансформаторы Т4 и Т5 по 40 кВА.

Представление рабочего цикла ГД, реализованное в тренажере

Функциональность тренажера включает в себя представление рабочего цикла главных дизелей в виде диаграмм давления в функции от угла поворота коленчатого вала $P(\varphi, ^\circ CA)$, диаграмм скорости повышения давления при сгорании и диаграмм скорости тепловыделения $dx/d\varphi(\varphi, ^\circ CA)$.

Диаграммы реализованы с помощью математических моделей, основанных на первом начале термодинамики. Пример диаграмм, рассчитанных для двухтактного судового дизеля с помощью модели, разработанной на кафедре СЭУ и ТЭ, представлен на рис. 1.

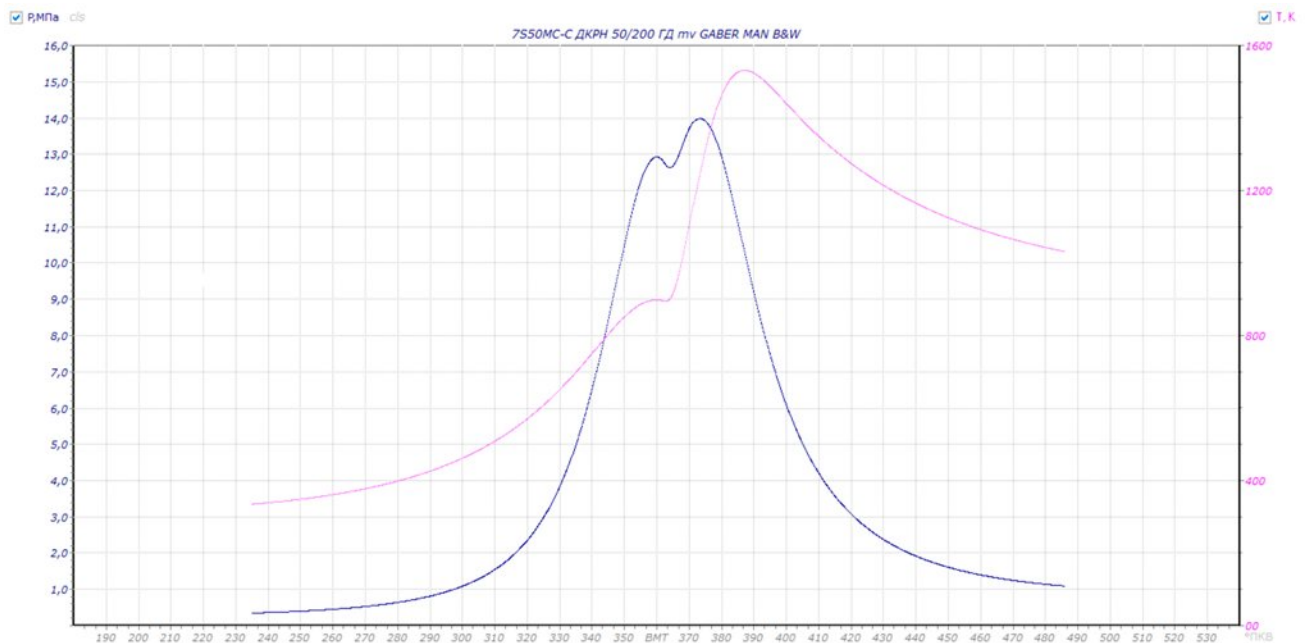


Рисунок 1. Модель рабочего цикла, реализованная в тренажере: 1 – индикаторная диаграмма $P(\varphi, ^\circ CA)$, 2 – диаграмма средней температуры в цилиндре $T(\varphi, ^\circ CA)$, 3 – диаграмма скорости тепловыделения $dx/d\varphi(\varphi, ^\circ CA)$

Анализ диаграмм рабочего процесса дизеля позволяет судовым механикам анализировать эффективность сгорания в цилиндрах, а также диагностировать техническое состояние цилиндропоршневой группы, топливной аппаратуры высокого давления и системы управления выпускным клапаном.

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ГОЛОВНОГО РЕДУКТОРА ГНСК 800 МОРСЬКОГО СУДНА

Самарін О.Є.

Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Система мащення головного редуктора забезпечує мащення підшипників ковзання і зубчастих зачеплень, а також охолоджує редуктор під час роботи. Тому надійність роботи редуктора у значній мірі залежить від надійності роботи самої системи мащення. Одним з головних елементів системи є масляні насоси. Система мащення головного редуктора ГНСК 800 оснащується двома насосами - допоміжним з приводом від електродвигуна і головним з приводом від головного редуктора [1].

Допоміжний насос працює перед запуском редуктора з метою підготовки його до експлуатаційного режиму роботи. Головний насос забезпечує циркуляцію масла у системі на всіх режимах роботи редуктора. Аналіз роботи насосів показує, що допоміжний насос працює значно менший період часу, а привід від електродвигуна через муфту значно зменшує радіальні зусилля на привідний вал. У той же час, головний насос працює основну частину робочого часу редуктора, а наявність шестеренного приводу з боку головного редуктора зумовлює наявність значного радіального зусилля, що передається на підшипник ковзання і на ущільнювальну манжету.

Досвід експлуатації показав, що більшість часу на технічне обслуговування і ремонт головного масляного насоса пов'язана саме із заміною крайнього підшипника ковзання і манжети. Це призводить до необхідності зупинки судна і проведення ремонтних робіт.

Актуальність досліджень. Аналіз конструкції головного насоса КФ 5/200-197 показує, що підшипники ковзання встановлено у безпосередній близькості до шестерень, які перекачують масло. Це зумовлено необхідністю зменшити радіальне биття шестерень і забезпечити необхідний бічний зазор у зачепленні [1, 2].

Разом з тим, кінцевий підшипник ковзання розташовано на значній відстані від місця встановлення приводної шестерні, що передає крутний момент на привідний вал, що підвищує радіальне навантаження на нього і зменшує строк служби.

Постановка завдання. З метою підвищення надійності роботи насоса, збільшення його строку служби та зменшення трудомісткості обслуговування необхідно встановити головний насос з підшипником підвищеної вантажопід'ємності і зменшеним плечем дії радіальної сили.

Рішення задачі

Масляні насоси. Головний редуктор ГНСК 800 оснащено декількома масляними насосами: фланцевий, запасний та в залежності від конструкції насос для гвинта змінного кроку. Безпосереднім приводом оснащено основний насос редуктора судна. Він забезпечує достатню кількість та необхідний тиск масла. Він також оснащений приладами для контролю подачі та тиску масла по всьому діапазоні потужності. Резервний насос має електричний привод і забезпечує прокачування масла перед пуском двигуна. Він також може працювати як основний за необхідності. В масляній системі використовуються насоси КРАСНТ КФ 5 модифікації 197. Це шестеренні насоси, які працюють за принципом вичавлювання рідини [1, 2].

Два зубчастих колеса, що обертаються в зачепленні один з одним, на вході (сторона всмоктування) захоплюють масло у порожнини між зубцями та корпусом і пересувають його по периметру. В результаті вичавлювання масла зубцями, що входять у зачеплення (сторона напору), на виході з насоса масло подається у напірний трубопровід.

Одночасно, з відповідним обсягом переміщеного на виході з насоса масла (з боку напору) нова порція потрапляє у звільнені порожнини попередніх зубів з боку всмоктування [4]. Так званий геометричний об'єм доставки V_g змінюється в залежності від розміру та модуля зубчастих коліс. Значення V_{gn} називають номінальним об'ємом. Цей показник використовується в технічній документації для визначення розміру насоса.

Фактична кількість масла, що подається насосом не відповідає теоретичним значенням. Це викликано втратами через нещільність прилягання шестерень до корпусу.

Передача розрахована таким чином, щоб забезпечити мінімальний боковий зазор між зубцями шестерень, а також мінімальний зазор між зовнішніми діаметрами та корпусом насоса. Бічний зазор між контактними поверхнями зубчастих коліс встановлено таким чином, що допустимий робочий тиск надійно контролюється і втрати є незначними

Зубчасті насоси працюють у широких межах. Тільки після перевищення зовнішнього навантаження, наприклад, якщо напір накладається, існує опір на виході з насоса. Трубопровід та інші компоненти, які працюють під тиском, повинні бути розраховані таким чином, щоб подолати ці опори [5, 6]. Насоси модифікації 197, що показані на рис. 1, призначені для доставки трансмісійного масла. Вони можуть бути використані в якості масляних насосів суднових механізмів і стаціонарних передач.

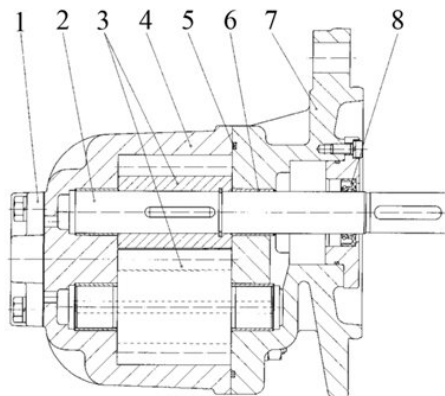


Рисунок 1. Будова насоса KF 5/197: 1 – торцева кришка; 2 – приводний вал; 3 – шестерні; 4 – корпус; 5 – ущільнювальне кільце; 6 – підшипник ковзання; 7 – фланцева кришка; 8 – ущільнення валу

Завдяки спеціальним конструктивним заходам, звичайного збільшення шуму при перекачуванні трансмісійних масел не спостерігається. Не відбувається зрушення спектра шуму в бік високих частот. Аналіз конструкції насоса KF 5/200-197 показує, що підшипники ковзання встановлено у безпосередній близькості до шестерень, які перекачують масло. Це зумовлено необхідністю зменшити радіальне биття шестерень і забезпечити необхідний бічний зазор у зачепленні [7]. Разом з тим, кінцевий підшипник ковзання розташовано на значній відстані від місця встановлення приводної шестерні, що передає крутний момент на приводний вал, що підвищує радіальне навантаження на нього і зменшує строк служби. З метою підвищення надійності роботи насоса, збільшення його строку служби та зменшення трудомісткості обслуговування пропонується замість насоса KF 5/197 встановити насос KF 5/197A, як показано на рис. 2. Така модернізація дозволить поглинати зовнішні радіальні сили, що виникають при використанні консольної шестерні.

В насосі застосовано підшипник SKF 3307DJ1, що має наступні характеристики: вантажопід'ємність динамічна $C=52,7$ кН, статична $C_0=41,5$ кН, максимальна частота обертання $n = 8000$ хв⁻¹. На виробництві всі насоси перевіряються за допомогою мінеральної гідравлічної рідини щодо їх функціонування та всмоктування. Після випробувань встановлюється заглушка.

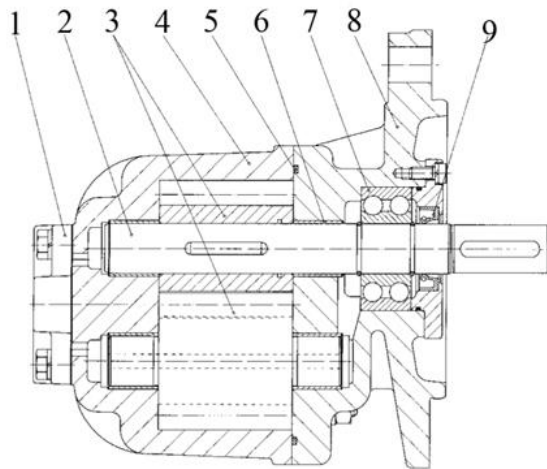


Рисунок 2. Будова насоса модифікації KF 5/197A: 1 – торцева кришка; 2 – приводний вал; 3 – шестерні; 4 – корпус; 5 – ущільнювальне кільце; 6 – підшипник ковзання; 7 – підшипник кочення; 8 – фланцева кришка; 9 – ущільнення валу

Масло, що залишилося, зберігає внутрішні частини при тривалому зберіганні до 6 місяців. Насоси мають лакування на зовнішній стороні. Під час транспортування та зберігання насоси не повинні піддаватися погодним впливам та екстремальним коливанням температури і повинні зберігатися сухими. Якщо насоси призначені для зберігання протягом більш тривалого періоду, в області з'єднання, а також внутрішні частини насоса повинні бути оброблені маслом для захисту від корозії масла. Крім того, застосовуються матеріали, що поглинають вологу.

Висновки та рекомендації

Проведена модернізація підвищує надійність роботи основного масляного насоса і зменшує трудомісткість його обслуговування, що викликано необхідністю заміни підшипника ковзання і ущільнювальної манжети.

Модифікований насос уніфіковано з серійним і може встановлюватись на існуюче посадкове місце без додаткового доопрацювання. Така заміна може бути виконана силами машинної команди при стоянці судна.

Проведені розрахунки показали, що зубчаста передача і ведений вал мають достатній запас міцності, що задовольняє умовам експлуатації головного редуктора.

Підшипники тертя працюють у нормальних умовах динамічного і термічного навантаження і забезпечені надійним мащенням.

ЛІТЕРАТУРА

1. www.flender.com. Operating instructions. Gearbox type GHCK 800. Flender AG – 208 p
2. www.ortlinghaus.com. Hydraulically engaged clutch Series 0021. Ortlinghaus-Werke GmbH – 14 p.
3. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1: М. Моркнига, 2007. - 284 с.
4. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания, том 2: М. МОРКНИГА, 2008, - 470с
5. Возницкий И.В. MAN V&W Двигатели модельного ряда MC 50-98. Конструкция, эксплуатация и техническое обслуживание. Моркнига, 2008, – 263с.
6. Возницкий И.В. Современные судовые среднеоборотные двигатели: Учебное пособие по специальности 2405. Издание 2 – СПб.: ГМА, 2005 – 147с.
7. Корнилов Э.И., Голофастов Э.И. Главные среднеоборотные дизеля морских судов (конструкция, эксплуатация). Учебное пособие. – Одесса: - 296 с.

ЗАСТОСУВАННЯ ВАЛОГЕНЕРАТОРНОЇ УСТАНОВКИ НА МАЛООБЕРТОВОМУ ДИЗЕЛІ

Самарін О.Є.

Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Разом із виробленням потужності для руху, виробництво електроенергії є найбільшим споживачем палива на борту. Електроенергія виробляється за допомогою одного або декількох наступних типів машин, що працюють самостійно або паралельно [1, 2]:

- допоміжні дизель-генераторні установки;
- генератори головного двигуна;
- турбогенератор, що використовує енергію відпрацьованих газів (система термічної ефективності);
- аварійні дизельні агрегати.

Обладнання слід вибирати на основі економічної оцінки інвестиційних і експлуатаційних витрат та витрат на технічне обслуговування.

Головний малооборотний двигун має можливість працювати на більш дешевому важкому мазуті, а тому морська промисловість розглядала можливість використання альтернативного генератора для головного двигуна [2].

Були розроблені різні схеми установки валогенераторів, які швидко набули популярності серед судновласників. Дослідження показали, що власники і експлуатаційники вважають валогенератори привабливою інвестицією для контейнеровозів, танкерів та інших типів суден. Це пояснюється тим, що валові генератори і малооборотні головні двигуни вважаються надійними і забезпечують економію за рахунок економії палива і тривалого часу експлуатації між ремонтами порівняно з чотиритактними дизель - генераторами. Таким чином, при виборі відповідного валогенератора і компоновки головного двигуна, можуть бути збережені робочі години на чотиритактних генераторах, оскільки вони можуть бути відключені під час плавання.

Актуальність досліджень. Встановлення валогенератора на головний двигун має ряд недоліків, які необхідно усунути або зменшити [3, 4]

Відсутність виробництва електроенергії в порту. Електрична потужність від валогенератора не доступна під час перебування в порту, якщо не встановлено зчеплення між РТО і карданним валом. Це можна побачити на деяких танкерах. У такому випадку електроенергія, що використовується для відкачування вантажів, доступна від валогенератора, якщо гвинт від'єднується.

Більше навантаження на головний двигун. Внаслідок вищого навантаження на головний двигун при роботі валогенератора, питома витрата мазуту і витрата масла в циліндрі можуть збільшуватися в залежності від компонування двигуна.

Знижена ККД гвинта при зниженій швидкості судна. Виробіток електроенергії при низькому навантаженні і швидкості гвинта SMCR призводять до зниження ефективності гвинта.

Немає довготривалої можливості паралельного запуску РТО/GCR. РТО/GCR не може працювати паралельно з чотиритактними дизель-генераторами, за винятком випадків переключення (переведення виробництва електроенергії з дизель-генераторів на РТО і навпаки).

Більш складне розташування вала. Шестерні та гнучкі муфти не використовуються для двотактних дизельних двигунів, які використовуються тільки для руху судна, а інерція від цих компонентів може впливати на появу додаткових крутильних коливань.

Наявність вказаних недоліків вимагає ретельного вибору схеми встановлення валогенератора на головний двигун конкретного судна.

Постановка завдання. З метою зменшення вказаних недоліків пропонується застосувати компактну схему встановлення валогенератора на головний двигун, що характеризується високою продуктивністю і надійністю.

Рішення задачі. Проведений аналіз показав, що застосування валогенераторів на малооборотних двигунах дозволяє отримати значну економію паливо-мастильних матеріалів і збільшити моторесурс дизель-генераторних установок [5, 6].

При цьому валогенераторні установки не вимагають великого простору для встановлення, мають низьку інвестиційну вартість і достатню надійність.

Вони характеризуються малою трудомісткістю технічного обслуговування, низькою вартістю запасних частин і тривалим строком безвідмовної експлуатації, забезпечуючи при цьому значно менший шум при роботі.

Кожна з наведених схем застосування валогенераторів має свої особливості. Найбільш привабливою є схема встановлення та позначення бічного валогенератора РТО ВВ ІІІ/RCF.

Крім раніше наведених переваг, вона може бути встановлена на судні, що знаходиться в експлуатації, силами машинної команди і спеціалістів з фірми MAN Diesel & Turbo без необхідності заміни валопровода і не призводить до збільшення довжини всієї дизельної установки.

Схема встановлення бічного валогенератора РТО ВВ ІІІ/RCF

Система РТО/RCF виробляє електроенергію з постійною електричною частотою в широкому діапазоні швидкостей гвинта, а тип валогенератора може бути використаний у поєднанні з гвинтом з фіксованим кроком і безперервною роботою паралельно з генераторами [7].

Для рішення РТО ВВ ІІІ/RCF, редуктор RCF, що забезпечує постійну швидкість для генератора, встановлюється на рамі перед генератором (рис. 1).

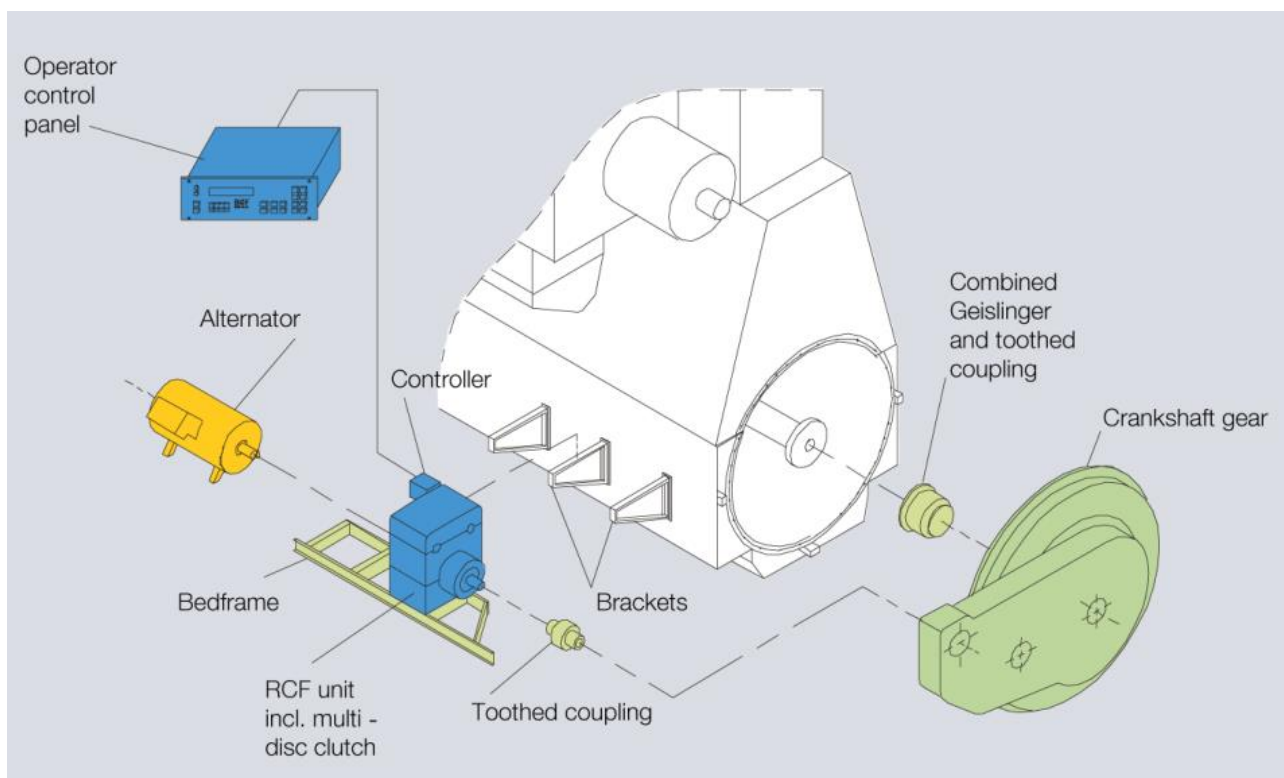


Рисунок 1. Конструкція RENK РТО ВВ ІІІ / RCF

Коробка передач RENK доступна для двигунів і для стандартних розмірів генераторів на 700, 1200, 1800 і 2600 кВт. Інші генератори доступні за окремим запитом.

Гнучка зубчаста муфта, яку використовують рішення BW I і BW III RENK, що поставляється компанією Geislinger, входить у комплект поставки від RENK. Інвестиційні витрати на систему відбору потужності BW III зазвичай вищі, ніж для інших валогенераторів з зубчастим зачепленням. Вона прикріплена до фундаментної рами двигуна і тому немає необхідності в додатковому фундаменті в машинному залі.

Таким чином, вона вважається компактним і простим у встановленні РТО рішенням. Блок перемикання передач RCF забезпечує потрібну швидкість обертання генератора, а простір, що потребує перетворювача частоти в машинному залі, не є необхідним [7].

Висновки та рекомендації

Експлуатація валогенератора дозволить:

- обмежити час роботи на чотиритактних двигунах генератора в основному для маневрування в порту;
- створити однакову кількість електроенергії за меншою вартістю;
- заощадити паливо для рейсу;
- скоротити витрати на технічне обслуговування за рахунок економії робочого часу на чотиритактних електростанціях;
- покращити виробництво пари, завдяки більш високій температурі двигуна і вихлопних газів.

Проведена модернізація дозволяє зекономити паливо-мастильні матеріали і збільшити моторесурс дизель-генераторних установок за рахунок відключення дизель-генераторів і використання для отримання електроенергії більш економного малообертового двигуна. Валогенераторна установка розрахована таким чином, що вона може забезпечити всі потреби в електроенергії на судні без застосування дизель-генераторів. Рекомендована установка з бічним валогенератором РТО BW III/RCF не займає багато місця і може бути встановлена на судні силами машинної команди з участю спеціалістів фірми MAN Diesel & Turbo і забезпеченні необхідним обладнанням.

За даними розробника MAN Diesel & Turbo економія палива може становити від 2 до 6% в залежності від умов використання валогенераторної установки. Крім того, зменшується витрата моторесурсу дизель-генераторної установки і збільшується період між ремонтами.

ЛІТЕРАТУРА

1. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания, том 2: М. МОРКНИГА, 2008, - 470с
2. Возницкий И.В. MAN B&W Двигатели модельного ряда MC 50-98. Конструкция, эксплуатация и техническое обслуживание. Моркнига, 2008, – 263с.
3. Shaft generators for low speed main engines. References MAN Diesel & Turbo, Teglhømsgade 41, 2450 Copenhagen SV, Denmark, Publication no.: 5510-0136, Aug 2012, Info-cph@mandieselturbo.com. www.mandieselturbo.com, 48 p.
4. MAN B&W MC/MC-C, ME/ME-C/ME-GI/ME-B engines MAN B&W S70MC-C8. 2, IMO Tier II, Project Guide., MAN Diesel & Turbo, Teglhømsgade 41, DK-2450 Copenhagen SV, Denmark, mandiesel-cph@mandiesel.com. www.mandieselturbo.com, 348 p.
5. Particular book S.№ 1361 Alberta IMO №9486922. Sumitomo Heavy Industries Narine&Engineering Co. Ltd. 44 p.
6. General arrangement of engine room. Alberta IMO №9486922. Sumitomo Heavy Industries Narine&Engineering Co. Ltd. 9 p.
7. MITSUI-MAN B&W MC(MC-C) Engines. Instruction book volume 1. Operation and data. MITSUI ENGINEERING & SHIPBUILDING CO. LTD, 493p.

ЕФЕКТИВНЕ ОЧИЩЕННЯ ОХОЛОДЖУВАЧА ПОВІТРЯ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ

Самарін О.Є.

Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. В основі роботи дизеля лежить перетворення енергії спалюваного палива в механічну роботу, тому, чим більше спалено палива, тим більшу роботу зможе розвинути двигун. Але кількість палива, яке може ефективно згоріти в циліндрах заданого розміру, лімітується масою розміщеного в них заряду повітря [1].

Для збільшення маси заряду повітря потрібно збільшити його щільність. У свою чергу щільність повітря може бути збільшена, якщо підняти тиск повітря і знизити його температуру. Таке технічне рішення, яке дозволяє підвищити агрегатну потужність двигуна за рахунок збільшення циклової подачі палива і заряду повітря при практично незмінному коефіцієнті надлишку повітря, називається наддувом. У сучасних конструкціях двигунів ступінь наддуву досягла 3,5...3,8 (двотактні) і 4,5...4,9 (чотиритактні).

Зниження температури продувального повітря відбувається в охолоджувачі повітря. З часом його продуктивність падає через забруднення елементів теплообміну. Це призводить до зниження потужності дизельного двигуна. Відома процедура очищення повітроохолоджувача не забезпечує повного очищення теплообмінних елементів, особливо у важкодоступних місцях, а ручне механічне очищення є трудомістким і вимагає зупинки двигуна на тривалий час [2].

Таким чином, підвищення ефективності і зниження трудомісткості очищення охолоджувача повітря є актуальним завданням.

Актуальність досліджень. При експлуатації газотурбінного наддуву найбільш трудомістким є процес його очищення від забруднення, яке необхідно проводити регулярно.

З аналізу роботи нагнітача видно, що подача продувального повітря в охолоджувач відбувається з однієї сторони, де й осідає більша частина відкладень. Недоліком існуючої системи очищення є те, що миюча рідина подається під напором тільки зверху. При цьому бічні та нижня поверхні охолоджувача очищуються гірше, що призводить до зменшення ефективності теплообміну повітроохолоджувача.

Постановка завдання. З метою зменшення вказаних недоліків пропонується модернізувати систему очищення охолоджувача повітря таким чином, щоб розпилювальні пристрої було встановлено додатково з обох боків охолоджувального елемента, тобто у місцях найбільшого забруднення охолоджувача. Така модернізація підвищить ефективність очищення повітряної частини охолоджувача.

Рішення задачі. Після очищення компресора обов'язково необхідно проводити очищення водою або миючим розчином повітроохолоджувача, так як на нього заносяться маслянисті відкладення, що змиваються з колеса компресора [3, 4].

На серійному охолоджувачі повітря встановлено тільки два розприскувачі, які розміщуються над охолоджувальним елементом і простягаються вздовж нього, як це показано на рис. 1.

Аналіз серійної схеми очищення охолоджувальних елементів показав її недосконалість [8, 9].

Продувне повітря охоплює охолоджувальні елементи з усіх сторін. Тому маслянисті відкладення також відкладаються на охолоджувальних елементах з усіх сторін, що призводить до утворення на них масляної плівки і погіршення охолодження повітря.

Разом з тим, розміщені зверху розпилювачі проводять інтенсивне очищення тільки верхньої частини охолоджувального елемента. Його бокові і особливо нижня поверхні не потрапляють під дію напору миючої рідини і можуть омиватись тільки її стоками. З часом це призводить до наростання шару маслянистих відкладень і росту температури продувного повітря [5].

Запропонована модернізація передбачає встановлення додаткових розпилювачів з обох боків охолоджувального елемента (рис. 1).

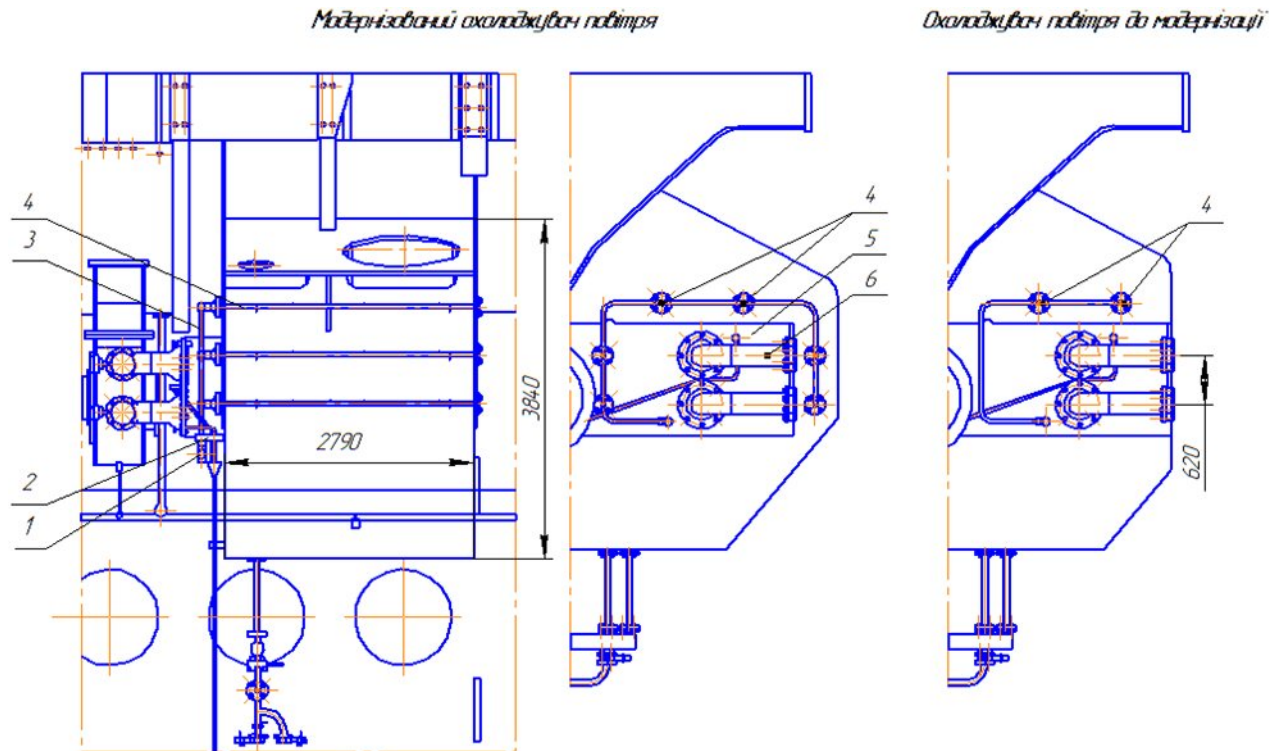


Рисунок 1. Схема системи чищення охолоджувача продувного повітря до та після модернізації: 1 – прохідний клапан; 2 – утримувач; 3 – трубопровід подачі миючої рідини; 4 – розпилювач; 5 – охолоджувальний елемент; 6 – трубопровід подачі охолоджувальної води

Загальна кількість розпилювачів збільшується з 8 до 16 одиниць на один охолоджувач.

Площу активного очищення можна розрахувати виходячи з пропорцій бічних і горизонтальних поверхонь охолоджувального елемента. При співвідношенні $a : v = 1 : 1$, де a – площа верхньої горизонтальної площини охолоджувального елемента, а v – сумарна площа двох бічних поверхонь, можна вважати, що площа активного очищення охолоджувального елемента після модернізації зростає на 100 %, що відповідно підвищить ефективність процесу очищення [6, 7].

Запропонована система очищення охолоджувальних елементів дозволить рівномірно очистити їх від бруду і підтримувати необхідну температуру продувного повітря.

Проведення модернізації передбачає виконання додаткових змін у системі повітроохолодження.

Розміщення додаткових розпилювачів з бічної сторони вимагає додаткового місця для їх встановлення (рис. 1). Це досягається збільшенням об'єму камери повітроохолоджувача на величину, достатню для встановлення додаткових розпилювачів.

Крім того, модернізована система очищення передбачає збільшення подачі очищувальної рідини. Тому необхідно передбачити встановлення насоса більшої продуктивності, а також і збільшення ємності для миючої рідини.

Для проходження більшого об'єму рідини необхідно збільшити прохідний перетин гідравлічних трубопроводів [8]. Попередній аналіз показує, що продуктивність насоса і прохідний перетин трубопроводів необхідно збільшити на 100 %.

Для того, щоб не збільшувати продуктивність насоса і перетин трубопроводів можна змінити режим роботи очищувача. Він полягає у поступовому включенні окремих розпилювачів для кожної очищуваної поверхні. Рекомендується спочатку очистити верхню горизонтальну поверхню. При цьому забруднення частково змиється рідиною повністю, а частково осяде нижче. Потім включаються по черзі розпилювачі однієї сторони охолоджувального елемента, а потім з другої сторони. Таким чином збільшується час очищення, але продуктивність насосу і перерізи трубопроводів не змінюються.

Висновки та рекомендації. Підвищення температури продувального повітря призводить до зменшення потужності двигуна, збільшення витрати палива і накопичення відкладень у випускному колекторі і газоході, що може викликати пожежу.

Враховуючи необхідність регулярних чисток охолоджувального елемента, серійна система є трудомісткою. Крім очищення через розпилювачі, вона передбачає систематичне розбирання охолоджувача і ручне очищення елементів.

Запропонована модернізація дозволяє підвищити ефективність очищення охолоджувача продувального повітря дизельного двигуна за рахунок встановлення додаткових розпилювачів миючої рідини біля бокових поверхонь охолоджувального елемента.

Модернізація не складна і її впровадження можливе на діючих суднах силами машинної команди при довгостроковій зупинці судна для технічного обслуговування і проведення ремонту. Запропоновані зміни не вимагають значних матеріальних витрат.

Рішення є універсальним і може бути запроваджене на суднах з двигунами, що мають газотурбінний наддув з охолодженням продувального повітря.

Застосування модернізованої системи дозволить також зменшити трудомісткість очищення охолоджувальних елементів повітроохолоджувача за рахунок відмови від ручного механічного очищення важкодоступних поверхонь охолодження.

ЛІТЕРАТУРА

1. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания, том 2: М. МОРКНИГА, 2008, - 470с.
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. Инструкции для дизелей типа 50-98 МС. Компоненты и обслуживание. Издание 8С. Часть 1 MAN B&W Diesel A/S. копенгаген, Дания – 241с.
5. Инструкции для дизелей типа 50-98 МС. Компоненты и обслуживание. Издание 8С. Часть 2 MAN B&W Diesel A/S. копенгаген, Дания – 249с.
6. www.vestas.biz. Vestas aircoil A/S. Technical data for charge air cooler LKMY20/34A4-A-EK-2584 . – 14р.
7. Instruction HYUNDAI-MAN B&W Diesel engines operation. 349р.
8. Инструкции для дизелей типа 50-98 МС. Эксплуатация. Издание 40С. Часть V,VI MAN B&W Diesel A/S. Копенгаген, Дания – 339с.

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ОЦЕНКИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СУДОВ-ТОЛКАЧЕЙ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ СОСТАВОВ ВО ВНУТРЕННЕМ ПЛАВАНИИ

Тарасенко Т.В., Залож В.И.
Дунайский институт НУ «ОМА», Украина

Оценка суммарной (годовой) энергоэффективности судна (или судов) внутреннего плавания на базе общей по смыслу для всех видов транспорта модели, рекомендованной Европейской Экономической Комиссией ООН (ЕЭК ООН, *UNESE*) *For FITS*, предполагает применение набора характеристик:

- суммарное потребление топлива за год эксплуатации, т/год;
- общие затраты на топливо в год, €/год;
- количество перевезенного груза за год эксплуатации, т/год;
- себестоимость перевозки груза тонны груза, *SCE (Specific Cost Efficiency)*, €/т; а также
- индекс энергоэффективности *EEI*, $\text{гСО}_2/\text{т}\cdot\text{км}$, в виде аналогичного операционного индекса *IMO*, т.е. в виде удельной массы вредных выбросов, приведённых к CO_2 , на единицу транспортной работы (тонно-километр, т·км).

Для одиночных самоходных судов внутреннего плавания можно добиться корректного применения индекса энергоэффективности *EEI* [1]. В то же время, основной объем перевозок по Дунаю осуществляется большегрузными до 15 тыс. т составами (судно-толкач с составом 6-9 единиц несамоходных барж). Технология работы судов-толкачей в составе каравана имеет ряд существенных отличий, которые требуют особого подхода при оценке абсолютных и относительных характеристик результатов их рейсов и энергоэффективности в частности.

Проведенные специальные исследования [2; 5] применения известных методик ИМО к оценке индекса энергоэффективности судов показывают неизбежность специфичных проблем, характерных для всех ВВП Европы, прежде всего с высокой чувствительностью к изменению климатических условий, особенно в периоды летне-осеннего мелководья, когда пропускная способность судоходного пути на критических участках реки существенно ухудшается.

Работа толкаемыми составами имеет ряд существенных отличий, связанных с гидродинамическими характеристиками движения состава в стесненном фарватере, в условиях постоянно изменяющейся ограниченной глубины, со снижением скорости, а также при реформировании построения составов в процессе движения [1].

В этом контексте движение толкаемого состава следует рассматривать как серии чередующихся производительных и непроизводительных этапов. Суть такого разделения заключается в том, что реформирование состава из-за изменения класса водного пути или применения технологии проводки через критические участки связано со следующими действиями:

- остановка движения всего состава;
- расформирование состава;
- буксировка входящих в состав единиц партиями в меньшем количестве на некоторое расстояние (проводка);
- возвращение толкача за следующей партией плавединиц;
- формирование состава.

В общем случае каждый рейс судна-толкача с толкаемым составом (караваном) несамоходных единиц флота может рассматриваться как совокупность указанных этапов. При

этом каждый рейс имеет свои особенности, и каждый этап по длительности в процентном отношении ко времени полного рейса варьируется в зависимости от массо-габаритных характеристик барж, входящих в состав каравана, и текущих навигационных условий. Тем не менее можно приблизительно оценить интервал 35...25 % продолжительности рейса большегрузного каравана, когда транспортная работа не производится. В то же время в пределах рекомендованных габаритов для каждого класса дистанции реки при постоянной массе состава, оптимизацией построения состава в текущих условиях достигается повышение энергоэффективности на 5...7% [2].

В периоды критического мелководья на отдельных участках, появляются особые перекаты, играющие в дальнейшем роль "затвора" для движения флота, где требуются расформирование каравана и специальные проводки. По этой причине, для продолжения движения, требуется применение технологии паузки для уменьшения общей массы состава и, соответственно, обеспечения проходной осадки [3].

Известно, что уменьшение глубины фарватера влияет на все составляющие полного сопротивления воды движению состава. При этом, текущее значение индекса энергоэффективности EEI зависит в большей степени от скорости состава и его массы, также следует учитывать изменение удельного расхода топлива, ввиду перехода работы главных двигателей на частичную характеристику.

Как показали исследования работы составов в периоды критического мелководья [5], влияние отношения H/T на величину EEI для караванов начинается со значений ниже $H/T = 2,75$, а при $1,2 < H/T < 1,5$ графическое изменение индекса EEI происходит практически вертикально. В последнем случае пределы намеренного снижения скорости движения определяются условием сохранения управляемости состава.

На рис. 1 показаны результаты испытаний [5] каравана с осадкой 2,5 м самоходного судна-толкача с одной баржей (состав с т/х типа «Капитан Антипов», двигатели MWM TBD-349-6K, 2×772 кВт) и в караване, составленном из типовых барж при различных отношениях H/T .

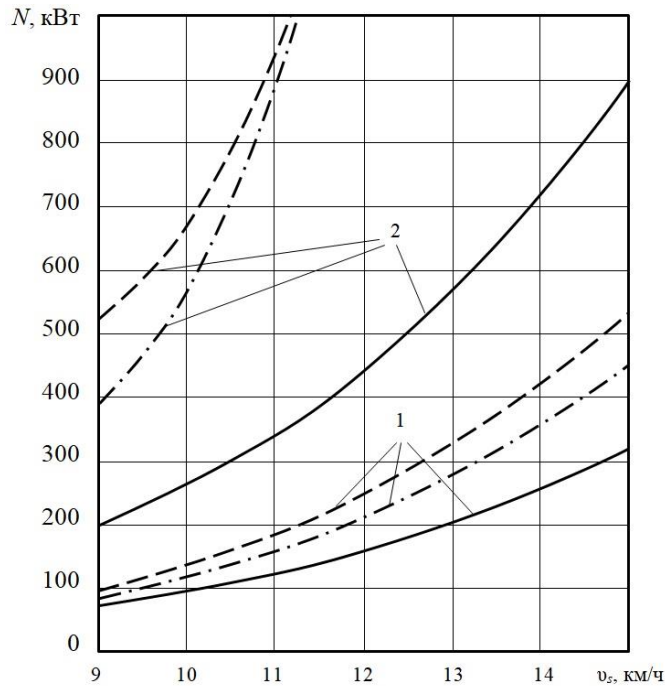


Рисунок 1. Характеристики самоходного судна-толкача при различных отношениях H/T : 1 – с одной баржей; 2 – в составе каравана типовых барж; ————— $H/T = 4$ (глубокая вода); - · - · - · - $H/d = 1,6$; - - - - - $H/d = 1,35$

Кроме работы в условиях температурных и механических перегрузок, движение на мелководных участках приводит к существенному росту расхода топлива.

Минимальный суммарный расход топлива B на расчетном участке пути, состоящем из x_i участков при заданном времени рейса T_v .

$$B_{min} = y = f_b(x_1; x_2; x_3; \dots x_i);$$

$$f_b(x_1; x_2; x_3; \dots x_i) < T_v;$$

$$n_{min} < n_i < n_{max};$$

$$f_b(x_1; x_2; x_3; \dots x_i) > 0.$$

где $f_b(x_1; x_2; x_3; \dots x_i)$ – функционал расхода топлива от частоты вращения.

Форма функционала определяется на базе систематических испытаний типовых составов и вычисления доверительных интервалов скоростей движения [2; 5].

Так как рельеф дна (продольный профиль) фарватера во внутреннем судоходстве, как правило, представляет собой сложную и переменчивую в течение года кривую, то для определения значений индекса энергоэффективности в разных условиях движения требуется определение эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива как текущих значений параметров работы судовой силовой установки. Как показывают исследования [6] достоверный результат может быть получен при корректном применении трехэтапного алгоритма синхронизации данных мониторинга рабочего процесса судового ДВС.

С середины 90-х годов на ВВП Европы ведутся исследования проблемы снижения не только CO_2 , но и других вредных выбросов в выпускных газах судовых двигателей (CO , HC , NO_x , PM), что значительно усложнило исследования в поисках рациональных технологий управления энергоэффективностью, которую следует добавить дополнительным требованием: обеспечение нормативного уровня вредных выбросов CO , HC , NO_x , PM .

Фактор влияния директивного снижения уровня вредных выбросов на энергоэффективность накладывает определенный уровень ответственности не только на судовладельца и судовой экипаж (в части обеспечения и выполнения мероприятий по повышению энергоэффективности), но и на бункерующие компании (в части поставки топлива соответствующего качества и определенного химического состава по соответствующей стоимости).

Соответственно, должны быть предприняты попытки найти логическую взаимосвязь понятий «энергоэффективное судоходство» и «сокращение выбросов», рассматриваемых как в отдельности, так и в их взаимосвязи.

Использование современных систем *RIS – River Information Services* (РИС) для прогнозирования движения при рейсовом планировании (определение скорости движения, формы караванов барж и др.), а также оптимизация движения судов с учётом изменения навигационных условий формулирует задачу создания информационно-параметрической модели судового хода на ВВП Европы, особенно для движения большегрузных составов, а также сбора и передачи данных через РИС о существенных в контексте управления энергоэффективностью характеристиках по схеме «судно-берег-судно» и «берег-судно-берег».

Директивой (ЕС) 2017/2397 предусматривается переработка программ профессиональной подготовки судоводителей для ВВП Европы с упором на полноценное использование РИС судоводителями, использование электронных карт (ЭКНИС) и систем слежения за движением и полном использовании элементов РИС как на менеджментском (планирование рейса) так и операционном управлении (уровень судовождения).

Неустойчивость и относительная слабость рынка перевозок на внутренних водных путях справедливо определили рассмотрение индекса *EEl* совместно с индексом себестоимости перевозок груза *SCE* (*Specific Cost Efficiency*, €/т), как величины, связанной с основными переменными расходами судна, а именно с потреблением топлива (расходы на топливо на судах внутреннего плавания начиная с 2004 г. составляют свыше 50 % от общего объема переменных расходов).

Суммируя все вышесказанное, следует отметить следующие перспективные направления для дальнейших исследований.

1. Необходимо создание информационно-параметрической модели судового хода на реках ВВП Европы. При этом должны быть определены участки, для которых справедливым является применение определения индексов энергоэффективности, а также условия, при которых характеристики энергоэффективности не определяют ввиду действующих навигационных ограничений.

2. Предусмотреть возможность коррекции факторов влияния в формуле *EEl*.

3. Форма индекса *EEl* для речных условий плавания должна быть модернизирована прежде всего по смыслу составляющих: P^* – установленная мощность главного двигателя (ГД), для данного участка с учетом ограничений по тепловой напряженности и условиям уровней выбросов NO_x , SFC^* – удельный расход топлива, г/(кВт·ч), соответствующий мощности P^* ; $Capacity^*$ – масса каравана, т; v^* – скорость для i -го участка.

4. Ввиду многофакторности вопросов оценки энергоэффективности во внутреннем судоходстве, очевидна объективная необходимость разработки обобщенного алгоритма управления (менеджмента и операционного управления) энергоэффективностью для ВВП, который объединил бы деятельность судоходных компаний, портов, береговых служб РИС, обработке данных с судов внутреннего плавания и применяющихся на них систем мониторинга, а также обратную связь по рекомендуемым режимам движения судна в текущих навигационных условиях для достижения максимально возможной энергоэффективности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Суворов, П. С. Оценка энергоэффективности для условий навигационных неопределенностей во внутреннем судоходстве [Текст] / П. С. Суворов, Т. В. Тарасенко, В. І. Залож // Автоматизация судовых технических средств: научн.-техн. сб. – Одесса: НУ «ОМА», 2019. – Вып. 25. – С. 90 - 100.
2. Суворов, П. С. Идентификация режимов работы главных двигателей на мелководье / П. С. Суворов, Л. Н. Карпов, Б. П. Мельников // Автоматизация судовых технических средств: научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 1999. – Вып. 3. – С. 143 - 155.
3. Гидрологические данные Дунайской Комиссии. Режим доступа (18.07.2020): <https://danubecommission.org/extranet/e-docs/index.html>
4. Суворов, П.С. Динамика двигателя в судовом пропульсивном комплексе [Текст] / П.С.Суворов. – Одесса: ОНМА, 2004. – 304 с. – ISBN 966-7591-11-5.
5. Varbanets R.A., Zalozh V.I., Shakhov A.V., Savelieva I.V., Pitera V.M. Determination of top dead center location based on the marine diesel engine indicator diagram analysis. *Diagnostyka. Polish society of technical diagnostics*. 2020. №21(1). P. 51–60. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/116585>
6. Interreg. Danube Transnational Programme GRENDEL. Fact Sheet № 3. After-Treatment. Edition April 2020. Режим доступа 19.07.2020 г.: http://www.interreg-danube.eu/uploads/media/approved_project_public/0001/39/934ae786ae79dab1f7913846d8cda207161c5628.pdf

ЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ПОИСКА ПРИЧИН НЕИСПРАВНОСТЕЙ ДВС И НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ИХ ПОСТРОЕНИЯ И ПРАКТИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ

Дмитриев С.А., Хрулев А.Э.
Национальный авиационный университет, Украина

Несмотря на успехи в исследованиях и разработке конструкций двигателей внутреннего сгорания, к настоящему времени не создано надежных методик для определения причин их отказов, а применение на практике известных методик, в том числе, диагностики технического состояния ДВС, не только требует большой трудоемкости и высокой квалификации персонала, но во многих случаях фактически неэффективно. Использовать известные модели и методики, построенные на базе анализа дерева отказов, в задачах поиска причин отказов ДВС также не удастся, поскольку такие методики разработаны для задач расчета характеристик надежности, а не поиска причин отказов.

Актуальность темы.

Большие усилия и средства, длительное время вкладывавшиеся в научные исследования, проектно-конструкторские работы и производство ДВС, значительно повысили их долговечность и надежность в эксплуатации [1]. Однако даже при техническом совершенстве новых конструкций и производственных технологий, в современных ДВС возможно возникновение неисправностей и отказов, для эффективного устранения которых требуется правильное определение их причин [2].

Именно с проблемой правильного определения причин неисправностей и отказов в эксплуатации вынуждены сталкиваться эксплуатанты транспортных средств и ремонтные организации [3, 4]. При этом одним из факторов, препятствующих решению данной проблемы, является отсутствие методик, с помощью которых можно было бы сравнительно просто, но в то же время с необходимой степенью достоверности определять причины неисправностей и отказов ДВС в эксплуатации.

Анализ состояния проблемы. Анализ опубликованных источников показывает, что известные на сегодня способы и методики определения причин неисправностей и отказов ДВС можно разделить на три группы.

Первая группа представляет собой разного рода и детальной проработанности таблицы неисправностей, в которых прописаны основные симптомы неисправной работы и соответствующие им причины [5], что, на первый взгляд, должно помочь потребителю выполнить поиск причины неисправности (troubleshooting). Однако использование таких таблиц на практике вследствие многозначности указания причины неисправности требует настолько большой трудоемкости, что фактически неэффективно, в результате чего потребители в эксплуатации, как правило, затрудняются определить по такой методике причину возникшей неисправности.

Вторая группа методик объединяет справочники неисправностей [6, 7]. В целом это те же самые таблицы неисправностей, но иллюстрированные фотографиями поврежденных деталей и снабженные подробным описанием самих повреждений и их причин. Несмотря на более солидный вид, данный способ страдает теми же проблемами неоднозначности – для того, чтобы найти причину неисправности, в общем случае требуется выполнить десятки проверок различных версий.

Третья группа объединяет методики диагностики технического состояния ДВС [8, 9]. В целом это давно и хорошо научно разработанные методики, позволяющие с помощью измерения определенных параметров и их соответствующей математической обработки

устанавливать различные неисправности. Однако не все диагностические методики востребованы на практике, где их применение ограничено, с одной стороны, необходимостью иметь специальные знания и серьезную подготовку (например, вряд ли можно ожидать от механика сервисного предприятия фундаментальных научных знаний и способностей их применить, используя научные методы при ремонте двигателя), а с другой – высокой стоимостью диагностического оборудования. Кроме того, многие виды повреждений и отказов в механической части двигателей, как правило, плохо диагностируются, а в ряде случаев вообще не выявляются диагностическими методами.

Постановка задачи. Целью данной работы является разработка логической методики для определения причин неисправностей ДВС в эксплуатации, применимой не только специалистами экспертного уровня, но и средней квалификации.

Методика исследования. На предварительном этапе исследования формулировались основные положения предлагаемой методики, был выбран общий подход и составлен логический алгоритм. В качестве объекта предварительного исследования был выбран агрегат наддува ДВС – турбокомпрессор, на котором была апробирована предлагаемая методика, с целью дальнейшего распространения ее применения на весь двигатель в целом.

Для решения задачи был применен метод анализа дерева отказов, ранее применявшийся при исследовании неисправностей различных технических систем, включая ДВС, в том числе, для расчета параметров надежности [10, 11]. Однако с целью определения причин неисправностей ДВС данный метод применен впервые. Как известно, дерево отказов (Fault Tree Analysis – ФТА) – это многоуровневая графологическая структура (граф) причинных взаимосвязей в системе, полученных в результате прослеживания опасных ситуаций, для того чтобы отыскать возможные причины их возникновения (рис.1).

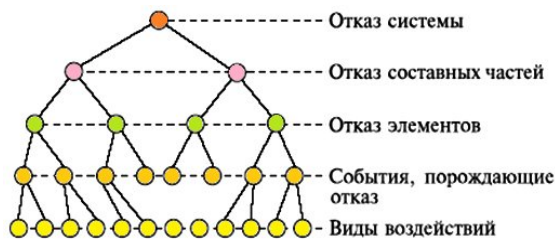


Рисунок 1. Дерево отказов: возможные воздействия на систему вызывают повреждения (базовые события, порождающие отказ), что приводит к отказу элементов (деталей), затем составных частей (узлов) и всей системы в целом

Дерево отказов определяет причинно-следственные связи отказа всей системы с отказами ее подсистем и отдельных элементов, а также другими событиями и воздействиями. Последовательную детализацию событий, связанных с отказами системы, обычно проводят в направлении от следствия к причине отказа (сверху вниз), но сам анализ выполняется в обратном направлении – "от причины к следствию", а поскольку он проводится на этапе проектирования изделия, такой анализ позволяет рассчитать вероятностные характеристики надежности [12].

Составление дерева отказов рассматриваемого агрегата ДВС было выполнено в несколько последовательных приближений [13]:

- 1) структурирование объекта исследования путем разбиения его на отдельные узлы и объединение их в блок-схему,
- 2) определение возможных источников, причин и признаков неисправностей для данного объекта в целом,
- 3) детализация и структурирование признаков и причин отказов по выделенным блокам (узлам) объекта с их подробным описанием,

- 4) составление прямого дерева отказов объекта по одной выбранной причине неисправности,
- 5) расширение прямого дерева отказов на другие рассматриваемые причины неисправностей объекта,
- 6) модификация прямого дерева отказов с целью упрощения логической схемы и ее анализа – допущение логической связи рассматриваемого события с несколькими предыдущими событиями,
- 7) реверс прямого дерева отказов объекта в обратное с целью приведения его к виду, позволяющему выполнять логический поиск причины отказа.

Следует отметить, что данный вид логического анализа не предполагает каких-либо расчетов вероятности отказа, как это обычно принято при оценке надежности проектируемых объектов – априори предполагается, что такой анализ уже был выполнен разработчиком при проектировании объекта. Тогда, если допустить, что в эксплуатации отказ уже случился, основной задачей логического анализа дерева отказов будет не вывод формул для расчета вероятности возникновения, а логический поиск самой причины уже произошедшего отказа.

В результате такого подхода можно получить логический граф в виде модифицированного перевернутого дерева отказов, в котором четко выделены не только промежуточные состояния узлов и элементов, но и подробно прописаны признаки, по которым водитель и/или сервисный центр обычно устанавливают событие (факт) неисправности или отказа (рис.2). Тогда при наличии всех признаков отказа нетрудно определить его причину, просто следуя логической цепи графа.

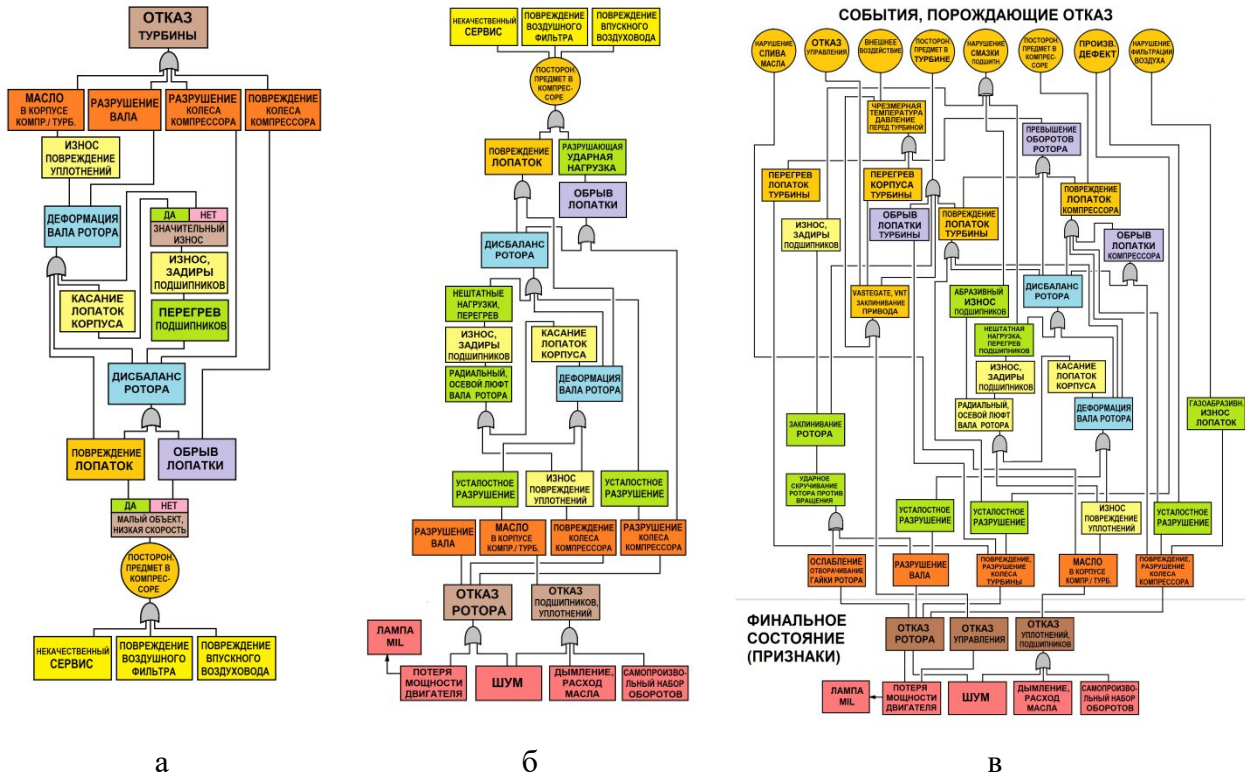


Рисунок 2. Общий вид логических графов [13]: пример модифицированного (а) и перевернутого (б) дерева одного отказа (попадание постороннего предмета в турбокомпрессор) как составной части модифицированного перевернутого дерева отказов всего агрегата (в)

Однако непосредственно перенести и распространить полученные в [13] результаты на весь двигатель в целом не представляется возможным. Причина заключена в том, что в турбокомпрессоре наддува количество узлов и деталей невелико, а все они тесно взаимосвязаны – вращение ротора происходит с чрезвычайно высокой скоростью, когда даже незначительное нарушение режима работы одного элемента не только быстро развивается по времени, но и дает большой масштаб повреждений многих деталей [14].

Как показывает практика [1, 4], в ДВС нет такой глобальной взаимосвязи между узлами и деталями. Наоборот, в эксплуатации ДВС отказы чаще вызваны локальными повреждениями отдельных сопряженных деталей, без расширения повреждений на многие другие элементы, узлы, цилиндры и т.д. В соответствии с этим примененный при исследовании агрегата способ структурирования может оказаться неэффективным для всего двигателя в целом.

Результаты исследования. Действительно, структурирование и разбиение всего ДВС, в том числе, многоцилиндрового, на отдельные узлы – способ не новый и довольно часто встречается в различных исследованиях с использованием анализа дерева отказов с целью расчета характеристик надежности [10, 11]. Однако если решается задача поиска причины отказа, то она формулируется не как поиск формулы для расчета вероятности отказа (для любого выпускаемого двигателя такие исследования должны быть уже проведены разработчиком), а как определение причины отказа, который уже случился.

Кроме того, при разработке логического графа дерева отказов ДВС круг рассматриваемых видов отказов ДВС был ограничен наиболее серьезными, которые вызывают так называемые тяжелые повреждения, связанные с нарушением синхронизации возвратно-поступательного и вращательного движения деталей, в том числе [15]:

- 1) разрушение шатуна после гидроудара вследствие попадания в цилиндр различных жидкостей,
- 2) разрушение клапана вследствие различных производственных дефектов,
- 3) разрушение подшипников коленвала и шатуна вследствие нарушения смазки,
- 4) нарушение осевой фиксации и разрушение поршневого пальца вследствие производственных дефектов.

Для составления дерева отказов такого сложного объекта как ДВС наиболее важным представляется разбиение (структурирование) признаков на следующие группы [15] – главные, подтверждающие (главный) и уточняющие (вид и место повреждающего воздействия). В соответствии с этим для каждого из выделенных отказов можно представить общую логическую схему прямого анализа в направлении от причины к событию отказа двигателя в виде простого структурного графа (рис. 3).



Рисунок 3. Прямая логическая схема (направление анализа – снизу-вверх), в общем виде описывающая данные по отдельно выделенной неисправности (отказу)

Основываясь на такой логической схеме, нетрудно составить детализированный граф по каждому отказу из числа рассматриваемых. Вначале такой граф строится как модифицированный (у каждого события может быть несколько входов, но только один выход) и прямой, т.е. в направлении от причины к самому событию отказа. После построения прямой граф переворачивается (реверсируется) с целью получения логической схемы для анализа в обратном направлении – от события отказа в сторону его причины, что соответствует задаче поиска причины уже возникшего отказа (в отличие от прямых задач определения вероятности отказа).

Указанным способом могут быть разработаны логические схемы дерева отказов для всех рассматриваемых причин [13] – разрушения шатуна после гидроудара в одном из цилиндров ДВС от попадания воды, масла, топлива или охлаждающей жидкости, разрушения поднипника и шатуна из-за нарушения смазки подшипников, разрушения клапана и поршневого пальца, а также нарушения осевой фиксации пальца.

Составив дерево отказов отдельно по всем рассматриваемым видам отказов, можно свести их всех в одну логическую схему. Результат представлен на рис.4, где один логический граф объединяет основные виды отказов ДВС, которые приводят к тяжелым повреждениям, уточняет и детализирует данные о причинах, признаках и последствиях таких повреждений ДВС, связанных, главным образом, с нарушением синхронизации возвратно-поступательно движущихся и вращающихся деталей.

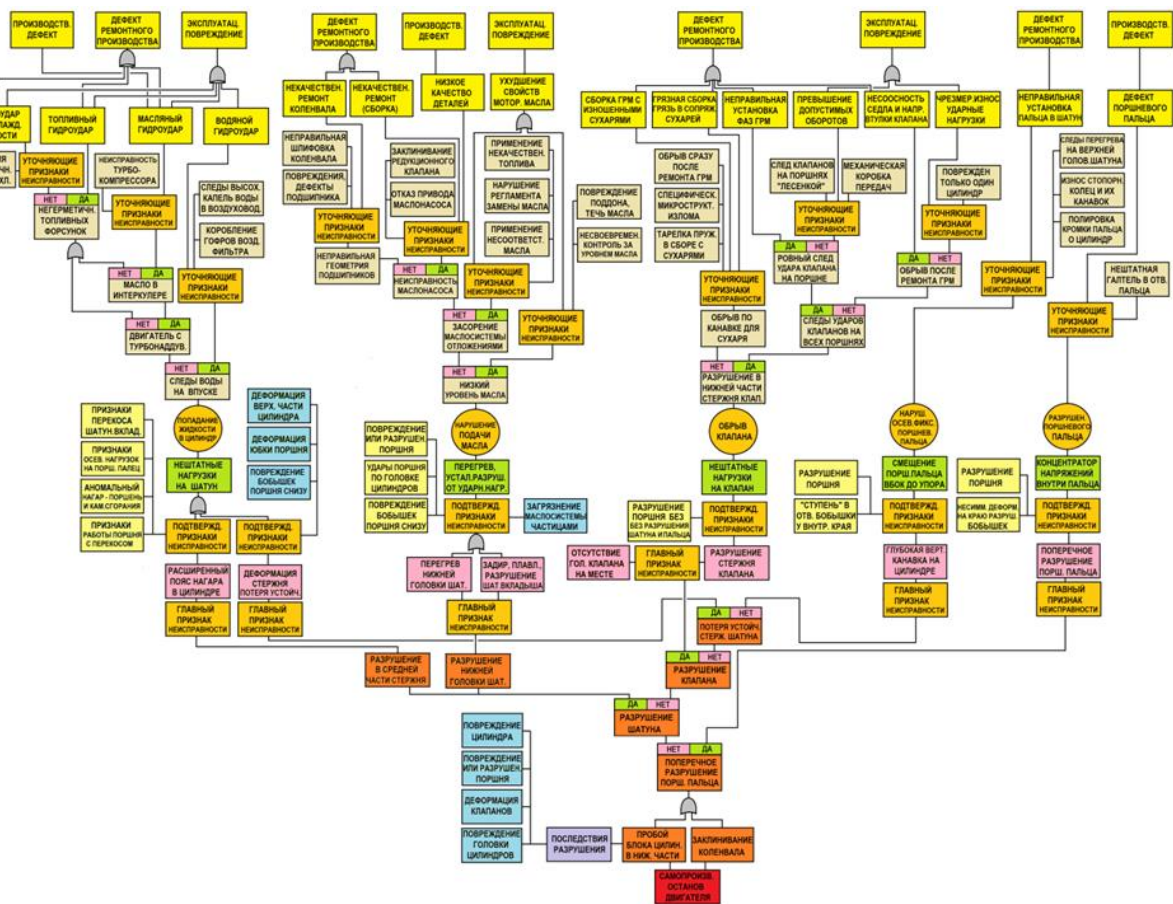


Рисунок 4. Общий вид дерева отказов ДВС, вызывающих тяжелые повреждения

Таким образом, для определения причины отказа в случае тяжелых повреждений можно вместо таблиц неисправностей использовать заданный графом алгоритм логического поиска путем перемещения по графу от события отказа вверх в сторону причин отказа.

Хорошо видно, что полученный граф по структуре заметно отличается от аналогичного, построенного для отдельного агрегата ДВС (рис.2), что объясняется упомянутым выше отличием локального характера отказов в ДВС от турбокомпрессора, где вследствие высокой скорости вращения ротора отказы, как правило, имеют более общий характер. Тем не менее, проверка на реальных случаях отказов показала, что кажущаяся громоздкость графа не является препятствием для его практического использования – логика, построенная на структурировании признаков неисправности, легко выводит на искомую группу причин, после чего требуется только правильно выделить уточняющие признаки, чтобы точно выйти на действительную причину отказа.

Выводы. Несмотря на успехи в разработке методик диагностики технического состояния ДВС, к настоящему времени их использование для поиска причин отказов фактически неэффективно. Вместе с тем, применяемые для оценки характеристик надежности и рисков отказов технических систем логико-вероятностные модели, описывающие причинно-следственные связи отказов всей системы с отказами отдельных элементов и другими событиями (воздействиями), в том числе, метод анализа дерева отказов, не соответствуют задачам поиска причин неисправностей ДВС. Во многих случаях это приводит к неправильному определению причины, повторению отказов и неоправданно высоким затратам в эксплуатации

Выполненное исследование показывает, что определение причины отказов ДВС может быть выполнено на основе анализа модифицированного обратного дерева отказов, позволяющего выполнять логический анализ в обратном по отношению к общепринятому при составлении дерева отказов направлении – от события отказа всей системы к базисным событиям, инициирующим отказ в отдельных ее элементах. В результате определение причины отказа может быть сделано с достаточной для практики достоверностью при минимальных затратах времени, что позволяет исключить грубые ошибки при расследовании причин неисправности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Van Basshuysen R. Internal Combustion Engine. Basics, Components, Systems, and Perspectives. SAE International, Warrendale, 2004. 812 p.
2. Greuter E. Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine Failures and Their Causes. SAE International, Warrendale, USA, 2012. 582 p.
3. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. М.: Изд-во "За Рулем", 1998. 440 с.
4. Хрулев А.Э., Дроздовский В.Б., Лосавио С.К. Экспертиза технического состояния и причины неисправностей автомобильной техники. М.: Издательство АБС, 2019. 966 с.
5. Мигаль В.Д. Техническая диагностика автомобильных двигателей. Т.2. Неисправности, параметры и средства диагностики. Харьков: Майдан, 2014. 403 с.
6. Компоненты двигателя и фильтры: дефекты, их причины и профилактика. Mahle GmbH, 2010, веб-ресурс. URL: www.mahle-aftermarket.com.
7. Повреждения поршней – как выявить и устранить их. Пер. с нем. MSI Motor Service International GmbH, Neckarsulm, Германия, 2004. 103 с.
8. Maurya R.K. Reciprocating Engine Combustion Diagnostics. In-Cylinder Pressure Measurement and Analysis. Mechanical Engineering Series. Springer Nature Switzerland, Cham, 2019. 616 p.
9. Isermann R. Combustion Engine Diagnosis: Model-based Condition Monitoring of Gasoline and Diesel Engines and their Components. Berlin: Springer-Verlag, 2017. 303 p.

10. Aircraft Reciprocating-Engine Failure. An Analysis of Failure in a Complex Engineered System. ATSB Transport Safety Investigation Report. Aviation Safety Research and Analysis Report B2007/0191. Australian Transport Safety Bureau, Canberra City, 2007. 255 p.
11. Laskowski R. Fault Tree Analysis as a tool for modeling the marine main engine reliability structure. Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin, 2015, no.41 (113), pp.71-77.
12. Шубин Р.А. Надёжность технических систем и техногенный риск. Тамбов, Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. 80 с.
13. Хрулев А.Э. Использование логико-вероятностных методов для определения причин отказов турбокомпрессоров в эксплуатации ДВС. Автомобиль и электроника. Сучасні технології, №16, 2019. С. 5-18. DOI: 10.30977/VEIT.2019.16.0.5.
14. Miller J. Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems (S-A Design) Paperback, CarTech, 2008. 160 p.
15. Хрулев А.Э., Кочуренко Ю.В. Методика определения причины неисправности ДВС при тяжелых эксплуатационных повреждениях. Двигатели внутреннего сгорания, 2017, №1. с. 52-60. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.10.

АНАЛІТИЧНА СИНХРОНІЗАЦІЯ ДАНИХ МОНІТОРИНГУ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Варбанець Р.А.¹, Залож В.І.², Тарасенко Т.В.²,
Абросімов В.Г.¹, Клименко В.Г.¹, Ваганов О.І.³

¹Одеський національний морський університет, Україна

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

³Науково-впроваджувальний центр АТ «Укрзалізниця», Україна

Діагностика суднових двигунів і вибір оптимальних режимів експлуатації базуються на аналізі індикаторних діаграм тиску в робочому циліндрі залежно від кута повороту колінчастого валу (ПКВ) $P(\varphi, deg)$ [1–3]. Паралельно з індикаторними діаграмами, отриманими під час експлуатації, можуть розглядатися діаграми паливоподачі і газорозподілу, які підвищують достовірність діагностики [4–6]. У результаті аналізу індикаторних діаграм розраховується середній індикаторний тиск (MIP) і індикаторна потужність (N_i), яка надалі використовується в управлінні режимами експлуатації двигунів, в розрахунках питомих показників, а також у розрахунках коефіцієнтів енергоефективності морських суден по рекомендаціях *IMO* [7]. Найбільший вплив на точність розрахунку індикаторної потужності надає похибка у визначенні положення верхньої мертвої точки (ВМТ) [4].

Індикаторні діаграми записуються на працюючому під навантаженням двигуні за допомогою спеціальних датчиків тиску, які забезпечують стабільність характеристик при високій температурі вимірюваного середовища (датчики *IMES* [8], *Kistler* [9]). Значення тиску записуються в пам'ять комп'ютера у вигляді тимчасових рядів $P(t)$ з постійним кроком. У більшості випадків крок дискретизації вибирається таким, щоб отримати не менше двох точок на один градус повороту колінчастого валу.

Задача отримання індикаторних діаграм із тимчасових серій $P(t)$ формулюється як переклад даних з функцій часу t до функції від кута повороту колінчастого валу φ , де найбільше впливає точність визначення верхньої мертвої точки (ВМТ) поршня:

$$f(t) \xrightarrow{TDC} f(\varphi),$$

Існує два методи рішення цієї задачі: апаратний – за допомогою датчиків на маховику двигуна (AVL OT-sensor 428 [10], *Kistler TDC sensor Type 2629B* [9]), і аналітичний – шляхом аналізу окремих ділянок діаграми тиску газів у робочому циліндрі $P(t)$ і похідних від неї діаграм.

Апаратний метод визначення ВМТ очевидний і традиційно застосовувався на транспортних двигунах з моменту використання на них найперших систем моніторингу робочого процесу. Датчик ВМТ, або *TDC pickup sensor*, встановлюється на маховик двигуна так, щоб відмічати позицію ВМТ першого циліндра. ВМТ інших циліндрів визначаються по кутах заклинювання колінчастого валу. Висока точність установки ВМТ забезпечується тим, що ділять навпіл ділянку $[m, m_1]$ на маховику двигуна. Кути від ВМТ до точок m і m_1 вибираються в діапазоні від $6 \div 10$ °ПКВ до і після ВМТ.

За допомогою датчиків на маховиках визначали ВМТ і синхронізували дані моніторингу наступні системи: одна з перших, широко поширених в 1990-х на флоті систем моніторингу морських дизелів *NK-5* і подальші *NK-100*, *NK-200* норвезької фірми *Autronica A/S*; європейські системи *Кума*, *Premet*, *Malin*, *Doctor*, *Depas 2.34* [4] і багато інших систем, розроблених до початку 2000-х років.

Необхідно відмітити, що робота систем моніторингу морських дизелів, які використовують апаратні датчики ВМТ, пов'язана з рядом проблем. В першу чергу, це

необхідність тимчасового виведення двигуна з експлуатації. Як правило, усі роботи, пов'язані з необхідністю тимчасового виведення суднового двигуна з експлуатації, повинні узгоджуватися з морськими і береговими службами, і для цього має бути отриманий спеціальний дозвіл. Крім того, роботи по установці додаткових *TDC «pick-up sensors»* вимагають значних часових і матеріальних витрат, пов'язаних з необхідністю точного калібрування датчиків. Додаткові кабельні траси від *TDC «pick-up sensors»*, тимчасово прокладені під час діагностики двигуна, знижують надійність усієї системи виміру і підвищують ризик виникнення апаратних помилок.

Установка датчика ВМТ відбувається на непрацюючому двигуні. Потім, коли двигун обертається під навантаженням, відбувається кілька подій, які зміщують положення ВМТ щодо його статичного положення:

- вибірка мікролюфтів в підшипниках кривошипно-шатунного механізму і поршня;
- крутильні коливання колінчастого валу;
- термодинамічне зміщення ВМТ [4];
- зміщення положення ВМТ при вимірюванні тиску через канал індикаторного крана, який встановлений на всіх мало- і середньооборотних дизелях [3].

Усі переносні системи моніторингу ресструють тиск у робочому циліндрі шляхом приєднання датчика тиску до індикаторного крана, який має стандартну різьбу $W27 \times 1/10$ і встановлений на всіх мало- і середньооборотних морських дизелях з моменту отримання патенту Рудольфом Дизелем в 1892 році. Під час вимірювання тиску канал вносить похибки типу запізнення сигналу, дроселювання і хвильові похибки, причому перша може бути вельми істотна – до декількох градусів ПКВ, – і вона збільшується з підвищенням частоти обертання двигуна. В результаті, за рахунок тільки останнього фактору, положення ВМТ може зміститися на кілька градусів щодо свого статичного положення [3, 4].

Стало очевидним, що незручні при роботі з переносними системами апаратні датчики ВМТ ще й вносять ряд суттєвих похибок в розрахунок середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності.

Визначення ВМТ за допомогою апаратних датчиків неприйнятно для сучасних переносних систем моніторингу робочого процесу у зв'язку зі складністю, а часом і неможливістю їх установки додатково до штатних датчиків, а також значним ускладненням схеми вимірювань у поєднанні із високою похибкою, яка залежить від навантажувального режиму.

Похибка апаратних датчиків є настільки великою та непостійною в залежності від навантаження, що стало очевидним, що в межах цієї похибки і навіть точніше, положення ВМТ можна розрахувати, аналізуючи криві тиску від часу $p(t)$. З іншого боку, вплив похибки визначення ВМТ на точність розрахунку середнього індикаторного тиску завеликий: 6–9 % на 1° помилки ВМТ. Таким чином, щоб отримати прийнятний розрахунок середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності, необхідно визначити ВМТ з максимальною абсолютною похибкою не більш 0,1–0,3 °ПКВ.

Аналітичному методу вирішення цієї задачі присвячена дана робота. Рішення полягає в розробці методу синхронізації, де вихідні дані представлені у вигляді часових серій, записаних в пам'ять комп'ютера через рівні інтервали часу. Запропонований авторами метод розв'язання рівняння $P'=0$ з подальшим врахуванням термодинамічного зсуву ВМТ забезпечує необхідну точність розрахунку ВМТ 0,1–0,3 °ПКВ. Моделювання кривої $P'=0$ проводиться на ділянці від закриття впускних клапанів до початку займання в циліндрі. Відповідні межі ділянок визначаються шляхом аналізу екстремумів кривих $\frac{dP}{dt}$, $\frac{d^2P}{dt^2}$, який можливий після фільтрації вихідної кривої тиску. Авторами застосовується цифровий фільтр *Butterworth LowPass filter*, який має гладку характеристику на всьому частотному діапазоні і не зміщує фазу вихідного

сигналу. Таким чином забезпечується необхідна точність остаточного розрахунку середнього індикаторного тиску з подальшим розрахунком індикаторної й ефективної потужності двигуна з максимальною відносною похибкою не більше 2,5 %.

Отримана в результаті рішення задачі синхронізації потужність використовується не тільки для оцінки питомої витрати палива і діагностики технічного стану, а й для актуального нині розрахунку коефіцієнта енергоефективності суден, який визначається за методикою міжнародної морської організації (ІМО). Резолюція Міжнародної морської організації (ІМО) МЕРС.282 (70) являє собою вказівки для розробки судового плану управління енергоефективністю (SEEMP – *Ship Energy Efficiency Management Plan*), в яких запропоновані підходи до управління екологічністю і економічністю роботи, а також можливі шляхи поліпшення загальних експлуатаційних показників судна.

Визначення ВМТ за допомогою датчиків, які використовуються в стаціонарних системах моніторингу, потребує додаткової корекції внаслідок зсуву позначки положення ВМТ під час роботи двигунів під навантаженням. В цьому випадку необхідно враховувати вибірку мікролюфтів в підшипниках кривошипно-шатунного механізму і термодинамічний зсув максимуму тиску стиснення в циліндрі. Для стаціонарних систем запропонований аналітичний метод може уточнити положення ВМТ, визначене за допомогою датчиків.

У переносних діагностичних системах визначення ВМТ краще відразу здійснювати аналітичним методом. У першу чергу виникають незручності під час діагностування двигунів, тому що необхідно використовувати додаткові датчики «*pick-up sensors*» та кабелі до них. Перед встановленням датчиків потрібно вивести двигун з експлуатації, а встановлені датчики необхідно калібрувати, що пов'язано зі значними затратами часу. Таким чином, останнім часом більшість сучасних переносних систем діагностування морських дизелів не використовують «*pick-up sensors*», а застосовують різні варіанти аналітичного визначення ВМТ.

ЛІТЕРАТУРА

1. Heywood, John B. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill. 1988. 930 p.
2. Neumann S. High temperature pressure sensor based on thin film strain gauges on stainless steel for continuous cylinder pressure control. CIMAC Congress. Hamburg. Digest. 2001. P. 1–12.
3. Neumann S., Varbanets R., Kyrylash O., Yeryganov O.V., Maulevych V.O. Marine diesels working cycle monitoring on the base of IMES GmbH pressure sensors data. Diagnostyka. 2019; 20(2): 19–26. <https://doi.org/10.29354/diag/104516>.
4. Ding Y., Stapersma D., Grimmeliuss H.T. Cylinder process simulation with heat release analysis in diesel engine. Conference: Power and Energy Engineering Conference, 2009. APPEEC 2009. Asia-Pacific. <https://doi.org/10.1109/APPEEC.2009.4918248>.
5. Varbanets R., Karianskiy A. Analyse of marine diesel engine performance. Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology. 2012; 7(1): 269–275.
6. Varbanets R., Karianskiy S., Rudenko S., Gritsuk I. Improvement of diagnosing methods of the diesel engine functioning under operating conditions. SAE Technical Paper 2017-01-2218, 2017.
7. Resolution МЕРС.282(70). 2016 Guidelines for the development of a ship energy efficiency management plan (SEEMP). International Maritime Organization (IMO).
8. IMES cylinder pressure sensors. Available from: <https://www.imes.de>.
9. Pressure and TDC sensors from Kistler. Available from: <https://www.kistler.com>.
10. AVL OT-sensor 428. Available from: <https://www.avl.com>.

ОПТИМІЗАЦІЯ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ ВИТІСНЮВАЛЬНОГО ПОРШНЯ ТВЕРДОПАЛИВНОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА

Білоусов Є.В., Рибальченко М.Є.
Херсонська державна морська академія, Україна

Як показали результати попередніх досліджень, при організації робочого процесу в твердопаливних поршневих двигунах (ТППД) з примусовою продувкою шару важливу роль відіграє вибір оптимального режиму продувки, який в свою чергу залежить від закону переміщення витіснювального поршня (витіснювача). Для малорозмірних двигунів найбільш оптимальним механізмом для приводу витіснювача слід розглядати кулачковий механізм. Необхідний закон переміщення може бути заданий шляхом профілювання кулачка механізму приводу, однак при цьому необхідно вирішити задачу оптимізації закону руху як з точки зору організації підведення теплоти в робочому циклі, так і з точки зору мінімізації навантажень в механізмі приводу. У попередніх дослідженнях закон переміщення витіснювального поршня приймався лінійним. Однак треба розуміти, що при застосуванні кулачкового механізму, використання лінійного закону пов'язане зі значними навантаженнями на початковому та кінцевому етапі руху витіснювача. Для даного типу механізмів приводу, закон руху повинен бути відкоригованим відповідним чином, щоб зменшити прискорення витіснювача та навантаження на елементи конструкції приводу.

Питання вибору закону переміщення витіснювача слід віднести до числа найбільш важливих завдань, які належить вирішити так як цей закон в значній мірі визначає ефективні і вихідні показники двигуна в цілому [1, 2]. Найбільш повно вимогам, що пред'являються до поставленої задачі відповідають кулачкові механізми з важільною передачею зусилля від кулачка на шток приводу витіснювача. Однак питання проектування таких механізмів стосовно ТППД до теперішнього часу не вивчені.

Оптимальний закон руху витіснювача з термодинамічної точки зору може бути отриманий в результаті теплового розрахунку робочого процесу двигуна. Однак питання як співвідносяться закон підведення теплоти з можливостями його реалізації за допомогою конкретного приводного механізму потребує окремого вивчення.

Виконані в роботі [1, 3] дослідження показали, що на фазах видалення і зближення переміщення витіснювача за лінійним законом дає досить прийнятний результат. Однак застосувати лінійний закон руху в чистому вигляді важко, так як це призводить до виникнення значних ударних навантажень на кордонах фазових кутів. Крім того, в даному випадку вибір лінійного закону руху приведе до технологічних труднощів при виготовленні кулачка. Попередній аналіз показав, що для кулачка з профілем, виконаним відповідно з тепловим розрахунком, максимальна швидкість, залишаючись постійною, становить 0,73 м/с, а прискорення штовхача доходить 3230 м/с² (рис. 1), при цьому максимальні контактні навантаження на поверхні кулачка досягають 3300 МПа [3]. Це в півтора рази перевищує допустимі значення для стандартних конструкційних матеріалів. Таким чином, розрахований з точки зору термодинаміки робочого процесу теоретичний профіль кулачка вимагає оптимізації для забезпечення працездатності важільно-кулачкового механізму. У зв'язку з цим було виконано дослідження, спрямоване на оптимізацію закону руху витіснювача з метою зниження навантажень та покращення параметрів робочого процесу двигуна.

Для оптимізації кулачкового механізму використовувалася розрахункова пакетна підпрограма Cam, яка входить в програмну оболонку Autodesk Inventor 10 [4]. Ця підпрограма дозволяє проектувати профіль кулачка, та визначити максимальні кути тиску, максимальні питомі тиски на робочу поверхню кулачка, максимальні прискорення і швидкості, максимальні

моменти в кожній фазі.

При визначенні координат профілю кулачка з використанням САПР Autodesk Inventor задавався узагальнений закон руху штовхача, отриманий з теплового розрахунку. Далі проводилася його оптимізація за величиною максимальних прискорень на різних ділянках профілю.

В результаті оптимізації в якості кривою (h), яка описує закон руху штовхача, був обраний поліном 3-го порядку зображений на рис. 1. Застосування даного профілю дозволяє знизити максимальне прискорення важеля штовхача з 3230 до 134 м/с^2 (рис. 1). Максимальна питомий тиск на поверхні профілю кулачка не перевищує 1219,5 МПа, в той час як допустиме значення для сталі 60 дорівнює 2500 МПа.

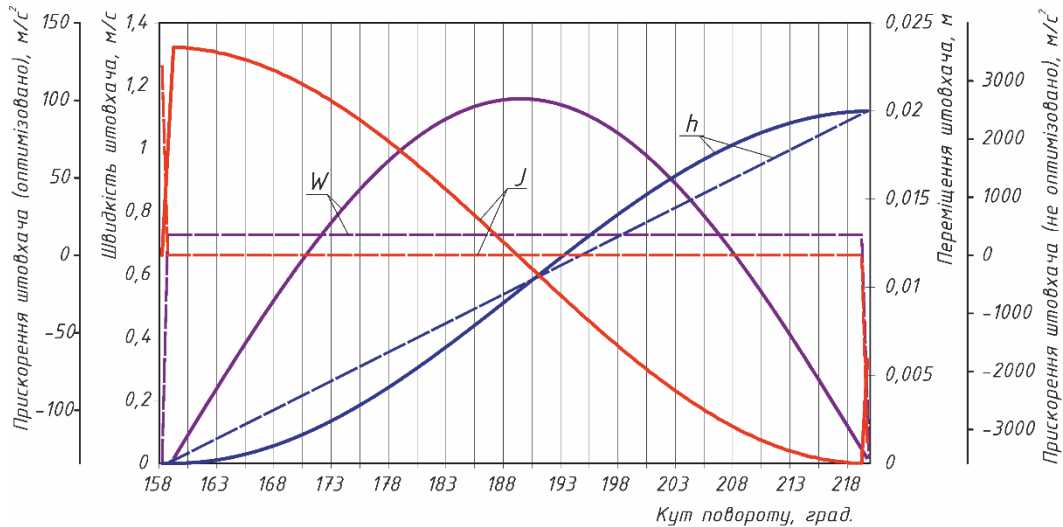


Рисунок 1. Основні характеристики приводу штовхача витіснювального поршня: h – переміщення; W – штовхача; J – прискорення. — — для теоретичного профілю; — — — для оптимізованого профілю

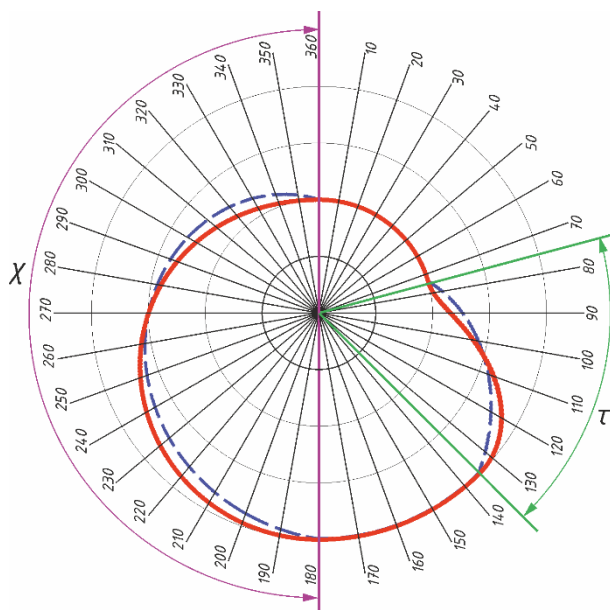


Рисунок 2. Профілі приводного кулачка витіснювача: — — — оптимізований профіль; — — — — початковий профіль

Профіль базового та оптимізованого кулачка, побудований за допомогою додатка Autodesk Inventor 10, наведено на рис. 2.

Підстановка масиву числових значень, що описують закону руху витіснювача, отриманого в результаті оптимізації в математичну модель робочого процесу ТППД показала, що індикаторна потужність двигуна збільшилася на 8,5% а ефективність зросла майже на 1,0% від попередньо прийнятого лінійного закону руху (табл. 1). Це дозволяє вважати проведену оптимізацію успішною.

Зростання ефективності робочого процесу, можна пояснити збільшенням максимальної температури циклу (T_z) в середньому на 8,0% та максимального тиску (p_z) на 1,4%.

Основні закономірності протікання робочого процесу для лінійного та оптимізованого закону руху витіснювального поршня наведено на рис. 3.

Аналіз отриманих результатів, вказує на те, що оптимізація руху витіснювача, є суттєвим резервом покращення показників ТТПД.

Таблиця 1 – Порівняння результатів розрахунку робочого процесу для лінійного та оптимізованого законів руху витіснювального поршня

Параметр	Значення	
	Лінійний	Оптимізов.
Максимальне прискорення руху штовхача м/с ²	3230	134
Кількість палива, що згоріло за цикл, кг	0,0000331	0,0000355
Робота, що здійснюється за цикл, кДж	0,581	0,630
Індикаторний ККД	0,503	0,508
Година витрата твердого палива, кг	1,4895	1,5992
Година витрата у.п. ($H_u = 42,5$ МДж/кг), кг	1,2234	1,3135
Питома витрата теплоти кДж/(кВт×год.)	7162,6	7084,8
Середній індикаторний тиск, МПа	0,559	0,607
Індикаторна потужність, кВт	7,26	7,88
Максимальна температура циклу, °С	1689,6	1825,7
Кут досягнення максимальної температури, град.	22	23
Температура газів в кінці розширення, °С	713,24	747,88
Максимальний тиск циклу, МПа	6,154	6,240
Кут досягнення максимального тиску, град.	4	6
Тиск газів в кінці розширення, МПа	0,234	0,242
Коефіцієнт надлишку повітря по циліндру	2,484	2,313

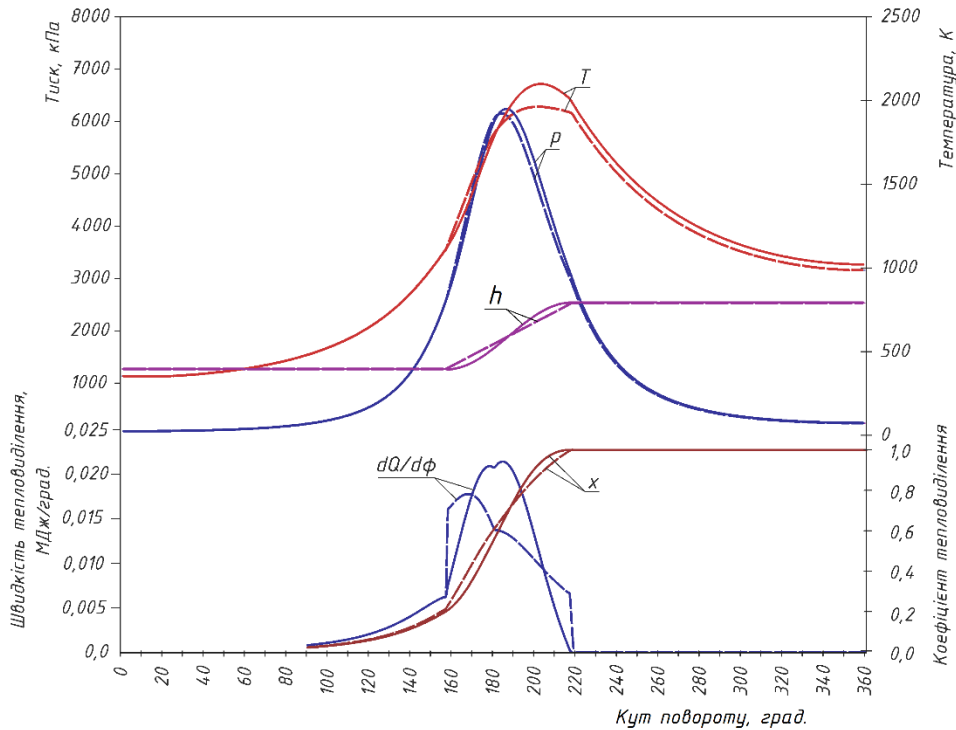


Рисунок 3. Порівняння результатів розрахунку робочого процесу для лінійного та оптимізованого законів руху витіснювального поршня

У наслідок оптимізації закону руху витіснювального поршня вдалося не тільки досягти значень навантажень, що дозволяють забезпечити надійну роботу двигуна, а і покращити ефективні і вихідні показники ТППД. Так, максимальне прискорення в результаті вибору оптимального профілю, зменшилася в 24 рази в порівнянні з теоретичним профілем, отриманим в результаті теплового розрахунку. Це призвело до того, що 2,7 рази знизився максимальний питомий тиск на поверхню профілю кулачка.

Після оптимізації, розрахункові навантаження, які діють в механізмі приводу витіснювача, не перевищують допустимі значення для обраних конструкційних матеріалів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Белоусов Е.В. Численное исследование влияния угла начала подема вытеснителя на параметры рабочего процесса твердотопливного поршневого двигателя. Вісник Кременчуцького державного политехнічного університету. – Кременчук: КДПУ, 2007. – Вип. 6/2007 (47) частина 1. – С.109-112.

2. Белоусов Е.В. Численное исследование влияния продолжительности продувки слоя топлива на рабочий процесс твердотопливного поршневого двигателя. Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. – Харьков: изд. НТУ «ХПИ» – 2007. – № 2. – С. 73-77.

3. Белоусов Е.В., Виннюков Д.Н. Оптимизация механизма привода вытеснительного поршня твердотопливного поршневого двигателя с принудительной продувкой слоя топлива. Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали міжнародної конференції. Миколаїв: НУК, 2010. – С. 28-36.

4. Концевич В.Г. Твердотельное моделирование машиностроительных изделий в Autodesk Inventor. В. Г. Концевич. – Киев, Москва: ДиаСофтЮП, ДМК Пресс, 2007. – 672 с.

КОМПЛЕКСНЫЙ КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ МОТОРНОГО МАСЛА

¹Кубич В.И., ²Чернета О.Г.

¹Национальный университет «Запорожская политехника», Украина

²Днепровский государственный технический университет, Украина

Вступление. Вопросам всесторонней оценки влияния картерных газов на эксплуатационные показатели моторных масел, на наш взгляд, внимание уделено недостаточно. Влияние картерных газов на изменение эксплуатационных показателей моторного масла представляется очевидным и неотъемлемо присущим при протекании рабочих процессов в цилиндрах двигателя и картерном пространстве по мере израсходования его ресурса. При этом эффективность отвода картерных газов предопределяется конструкцией системы вентиляции картера двигателя, а снижение аэрации, вспенивания моторного масла – как свойствами масла, так и конструктивными особенностями систем смазывания двигателя.

Целью работы на данном этапе исследований является представление критерия оценки состояния моторного масла, учитывающего эксплуатационные показатели моторных масел, изменяющихся под влиянием картерных газов, и проверка характера его проявления в соответствии с экспериментальными данными.

Результаты исследований. Очевидным представляется факт того, что наработка двигателя T до очередного ремонта, режим работы двигателя (частота вращения коленчатого вала n , нагрузка p_e), давление картерных газов p_k будут предопределять характер протекания процессов химико-механического взаимодействия жидкой фазы – моторного масла, газообразной фазы – картерных газов на границах их раздела. И как следствие таких процессов, будет иметь место изменение значений эксплуатационных показателей, которым уделяется первоочередное внимание при диагностике масел во время эксплуатации двигателей. Как известно в первую очередь к ним относятся: кинематическая вязкость γ , щелочное число TBN , кислотное число TAN , температура вспышки в открытом тигле [1]. На первый взгляд, взаимосвязь между параметрами состояния двигателя и эксплуатационными показателями моторного масла можно представить в общем виде и объединить в систему уравнений (1).

$$\begin{aligned}\gamma_{100} &= f(T, n, p_e, p_k) \\ TBN &= f(T, n, p_e, p_k) \\ TAN &= f(T, n, p_e, p_k)\end{aligned}\quad (1)$$

Из системы уравнений (1) следует, что параметры, выступающие в роли аргументов функции, по совокупности отображения характера протекания рабочих процессов в двигателе и взаимосвязи между собой, представляется возможным выразить в виде безразмерного критерия оценки нагружения моторного масла картерными газами π_k^m (2).

$$\pi_k^m = T \cdot n \cdot \frac{p_e}{p_k} \quad (2)$$

где p_e – нагрузка на двигатель (среднее эффективное давление за цикл), МПа. Как вариант возможно использовать разрежение на впуске p_0 , которое представляется не расчетным, а экспериментально определяемым при диагностировании двигателя.

В свою очередь, эксплуатационные показатели масла предлагается представить также в виде безразмерного комплексного оценочного критерия E_M (3). Тогда система уравнений (1) примет вид (3).

$$E_M = \frac{\gamma_{100}^H \cdot TBN}{\gamma_{100}^\tau \cdot TAN} = f(\pi_k^m) \quad (3)$$

где $\gamma_{100}^H, \gamma_{100}^\tau$ – номинальное и текущее значения кинематической вязкости, $\text{мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$.

Исходя из приведенного, текущий контроль процесса взаимодействия картерных газов с компонентами моторных масел по его эксплуатационным показателям даст возможность получить математические модели проявления предложенного комплексного оценочного критерия E_M в зависимости от наработки двигателей T . Т.е. представляется возможным получить закономерности «старения» моторных масел. Однако для этого требуется длительное время для сбора и обработки весьма большого массива данных.

В тоже время получить подобную картину возможно значительно быстрее, если в лабораторных условиях произвести физическое моделирование такого процесса. Действия будут сводиться к имитации насыщения моторного масла картерными газами. При этом параметром оценки возможной наработки моторного масла будет время его насыщения t , которое предлагается рассматривать как параметр ускорения моделируемого физического процесса с использованием реального двигателя. Тогда выражение (3) примет вид (4).

$$E_M = f\left(\frac{t \cdot n \cdot p_0}{p_k}\right) \quad (4)$$

Таким образом, с учетом работы, например, автомобильного двигателя, построение математической модели вида (4) будет сводиться к следующему. Во-первых, необходимо получить образцы масел, взаимодействующих с картерными газами реального двигателя на соответствующих режимах его работы. Во-вторых, необходимо исследовать образцы масел по показателям и определить значения критерия E_M . В-третьих, необходимо определить коэффициенты функциональной зависимости, которой будут графически аппроксимироваться полученные статистические данные.

Графоаналитические модели предлагается получать для масел, нагружаемых картерными газами с соответствующей динамикой взаимодействия. Причем динамика взаимодействия будет предопределяться длительностью и интенсивностью насыщения мерных объемов свежих моторных масел картерными газами реальных двигателей с учетом износа сопряжений «кольцо-цилиндр, например, 50%, 65%, 75%, 90%. Полученные модели позволят, например, определить время (период эксплуатации двигателя) необходимого целесообразного воздействия (управления), например, на систему вентиляции картера. Т.е. становится возможным давать прогнозную оценку сохранения эксплуатационных показателей моторных масел с учетом изнашивания цилиндропоршневой группы и принудительного управления эффективностью работы системы вентиляции картера. Однако для этого необходимо определить порядок перехода от времени моделирования t к текущей наработке T . Этот вопрос пока остается открытым и ему внимание на данном этапе исследований не уделяется.

Взаимодействие компонентов жидкой и газообразных фаз может протекать как по поверхностям отдельно взятых мелкодисперсных частиц – молекулах, так и в их

сосредоточениях – объемах. На наш взгляд, также важным является то, какие по строению и массе углеводороды представляют основу моторного масла – минеральные, полусинтетические, синтетические смазочные композиции с соответствующими комплексами присадок, которые определяют назначение моторных масел и их эксплуатационные режимы работы. Т.е. значимой является также оценка характера изменения обозначенного критерия E_M для масел с различной основой.

Выполнив оценку критерия E_M для моторного масла GProfiPSN40 (применяется в газопоршневых двигателях большой мощности силовых электростанций) при обработке результатов экспериментальных исследований, опубликованных в работе [2], получены среднестатистические результаты (рис.1) [3]. Из них следует, что критерий E_M с увеличением наработки двигателей уменьшается по экспоненциальной зависимости. При этом достоверность аппроксимации данных составила $R^2=0,95$, а ее математическое выражение приняло следующий вид:

$$E_M = 7,23e^{-0,001T} \quad (5)$$

где T – наработка двигателя, моточас; $a=7,23$ и $b=-0,001$ – коэффициенты экспоненциальной зависимости для моторного масла GProfiPSN 40.



Рисунок 1. Динамика изменения критерия E_M от наработки газопоршневых двигателей:
1 – текущие значения; 2 – критическое значение

Из приведенных результатов вытекает следующее. Во-первых, критерий способен отобразить динамику изменения эксплуатационных показателей моторного масла по наработке двигателей. Во-вторых, для установления закономерности его изменения необходимы расширенные статистические данные. В-третьих, для конкретно рассматриваемого класса моторного масла коэффициенты a , b уравнения (5) будут иметь исключительно свои значения – диапазоны. Более того, в каждом из классов с учетом расхода ресурса двигателя, например, 25%, 50%, 75%, 95%, эти значения могут выражаться поддиапазонами. Из чего следует, что складываются предпосылки к получению массива

данных по предложенному критерию. В соответствии с этими данными, возможно, будет выполняться прогнозирование сохранения функциональности эксплуатационных свойств моторных масел по наработке двигателя, используемого на соответствующих режимах работы. Такими режимами, например, могут быть, «пробки», «трасса» и другие, при которых наблюдается разная интенсивность воздействия картерных газов на моторное масло, и соответственно, специфичное проявление механизма изменения численных значений отдельно взятых показателей [1].

Вывод. Предложенный в работе комплексный критерий представляется значимым, поскольку его применение позволяет выполнять оценку эксплуатационного состояния моторного масла, например, – по мере расходования двигателем своего ресурса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Губительный застой. За рулем. №11. 2013. С.84-87
2. Корнеев С.В., Пашукевич С.В., Тришкин А.О., Буравкин Р.В. Изменение характеристик моторных масел в газопоршневых двигателях большой мощности. Вестник СибАДИ, выпуск 4-5 (56-57), 2017. С.36-42
3. Потеря вязкости масла в двигателе. <https://smazka.ru/article/nashi-issledovaniya/poterya-vyazkosti-masla-v-dvigatеле/>

ПРИМЕНЕНИЕ ИНТЕГРИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА

Костенко А.А., Головань А.И.

Одесский национальный морской университет, Украина

До недавнего времени, двигатель внутреннего сгорания (ДВС) и система очистки выхлопных газов (СОВГ) развивались как отдельные агрегаты со своими конкретными целями [1]. На большинстве морских транспортных судов взаимодействие между ДВС и СОВГ сведено к минимуму. Современное законодательство требует обеспечения низких значений вредных веществ и существует тенденция к их дальнейшему снижению.

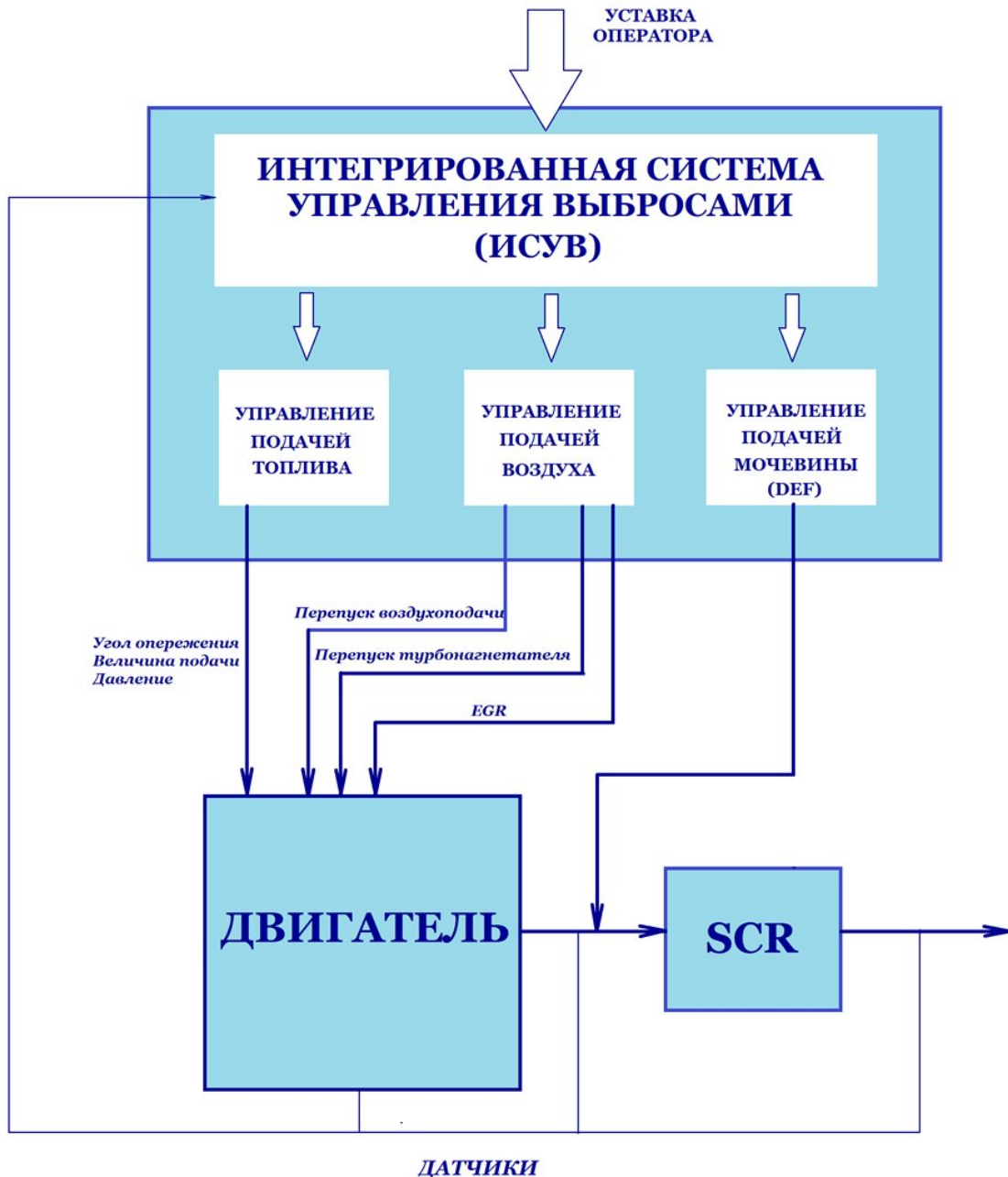


Рисунок 1. Интегрированная система управления выбросами

Кроме того, важно не только предоставить низкие значения выбросов при сертификации двигательного агрегата судна, но и в течение всего жизненного цикла, поддерживая его эффективность, безотказность и экономичность. Для достижения поставленных целей следует рассмотреть синергетический подход в виде интегрированной системы управления выбросами.

Интегрированная система управления выбросами (ИСУВ) базируется на основе модели управления [2], объединяет в единую систему ДВС, его вспомогательные системы и системы контроля выбросами и обеспечивает следующее:

- снижение экономичности установки с поддержанием экологических требований;
- обеспечение надежного контроля выбросов при испытаниях и в реальных эксплуатационных условиях;
- взаимосвязь сложных систем;
- использование моделей для оптимального контроля системами;
- снижение сложности калибровки.

В предложенном системном подходе (Рис. 1) контроллер высокого уровня, на основании фактического состояния и уставки оператора, определяет требуемые настройки управления для контроллеров низкого уровня и оптимизирует их в режиме онлайн.

Обладая данными о возможной концентрации NO_x [3], ИСУВ определяет стратегию и выдаёт настройки для двигателя и системы SCR обеспечивающие экономичность с учётом действующих требований по выбросам вредных веществ.

Несомненным преимуществом рассмотренной системы, также является гибкость её компоновки. Система может быть расширена или изменена в зависимости от методов снижения вредных выбросов, используемых на судне, а также возможна адаптация системы под более строгие нормы по выбросам вредных веществ [4].

ЛИТЕРАТУРА

1. Cloudt R. and Willems F., "Integrated Emission Management strategy for cost-optimal engine-aftertreatment operation," *SAE Int.J.Engines* 4(1):1784-1797, 2011.
2. Willems, F. and Cloudt, R., "Demonstration of a new model-based SCR control strategy for cleaner heavy-duty diesel engines", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, accepted for publication, 2010, doi: 10.1109/TCST.2010.2057510.
3. Stewart, G. and Borelli, F., "A model predictive control framework for industrial turbodiesel engine control", presented at 47th IEEE Conference on Decision and Control, Mexico, December 9-11, 2008.
4. Willems, F. and Foster, D., "Integrated powertrain control to meet future CO2 and Euro-6 emissions targets for a diesel hybrid with SCR-deNOx system, presented at 2009 American Control Conference, USA, June 10-12, 2009.

ВЛИЯНИЕ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА И ТЕМПЕРАТУРЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ НА ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОТЛОВ

Горячкин А.В., Колбасенко О.В., Дымо Б.В., Корниенко В.С., Язловецкий А.В.
Херсонский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала
Макарова, Украина

Согласно литературным данным при увеличении содержания воды в ВТЭ до 10 % наблюдается уменьшение потери теплоты q_2 на 5 % (в котлах малой производительности), что происходит из-за снижения ϑ_{yx}^p и уменьшения α в топке до 1,05...1,07. Снижением α на 5...8 % при увеличении W^r от 0 до 10 % можно добиться того, что изменение потери теплоты ΔQ_2 от изменения температуры и объема газов снижается до 50 % по сравнению с величиной Q_2 при сжигании "сухого" топлива, а при дальнейшем увеличении W^r выше 10 % ΔQ_2 начинает расти из-за увеличения содержания водяных паров и роста ϑ_{yx}^p на 1 °С при увеличении W^r на 4 %. Согласно данным [1], взаимное влияние указанных факторов учитывается в формулах для определения ϑ_{yx}^p коэффициентом $K_{ум}$, учитывающим лишь изменение тепловых потерь. Избыток воздуха влияет на температуру газов неоднозначно. При увеличении α температура газов в топке и на выходе из нее уменьшается, а на выходе из котла – увеличивается. Температура газов зависит не только от W^r в эмульсии и α , но также и от интенсивности охлаждения газов, которая определяется температурным напором Δt и коэффициентом теплопередачи k [2, 3, 4].

С увеличением α КПД парогенератора уменьшается вследствие роста потери q_2 . И наоборот, малые α способствуют увеличению КПД. Кроме того, при малых α уменьшаются затраты мощности на вентилятор и снижается вероятность высокотемпературной и низкотемпературной коррозии. Именно вследствие этих причин всегда стремятся поддерживать значения α минимальными при работе котла во всем диапазоне изменения нагрузок.

Уменьшение ϑ_{yx} при уменьшении α наблюдается прежде всего при наличии экономайзера и (или) ГВП в котле. При сжигании сернистых топлив существенным ограничением снижения ϑ_{yx} (а следовательно, повышения КПД) является высокая температура точки росы паров серной кислоты, составляющая 120...130 °С. Поэтому минимальная ϑ_{yx} может находиться на уровне только 140...160 °С. Изменение коррозионных свойств дымовых газов при сжигании ВТЭ предоставляет возможность снизить ϑ_{yx} .

Аналитическое исследование влияния рассмотренных процессов представляет собой трудную задачу из-за большого числа переменных величин. Поэтому значение коэффициента $K_{ум}$ должно учитывать изменения не только тепловых потерь, но и процессов теплообмена в топке, в конвективных поверхностях нагрева вследствие их интенсификации и уменьшения загрязнения при сжигании эмульсии, а также теплохимических процессов в газовом тракте котла. Поэтому при рассмотрении этого вопроса необходимо полагаться, по мнению, на опытные данные.

Изменение потери теплоты с уходящими газами, вызванное увеличением их температуры и объема при сжигании ВТЭ, рассматривается в виде

$$\Delta q_2 = \frac{Q_2^3 - Q_2^M}{Q_s^r} = \frac{\Delta Q_2}{Q_s^r}, \quad (1)$$

$$\Delta Q_2 = V_{RO_2} \cdot \Delta i_{CO_2} + V_{N_2}^o \cdot \Delta i_{N_2} + V_{H_2O}^o \cdot \Delta i_{H_2O} + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V^o \cdot \Delta i_b + 1,24 \cdot \Delta d_b \cdot i_{H_2O}, \quad (2)$$

где Δi_{CO_2} , Δi_{N_2} , Δi_{H_2O} , Δi_b - разности энтальпий CO_2 , N_2 , водяных паров, воздуха, взятые при \mathcal{G}_{yx}^3 при сжигании эмульсии и \mathcal{G}_{yx} мазута, кДж/кг; i_{H_2O} - энтальпия водяных паров в уходящих газах при сжигании эмульсии, кДж/кг.

Последняя составляющая в формуле $1,24 \cdot \Delta d_b \cdot i_{H_2O}$ определяет увеличение тепловых потерь за счет роста объема водяных паров, образующихся при испарении воды, идущей на приготовление эмульсии.

При изменении W^r от 0 до 10 % принимается $\alpha_{yx} = \alpha_{yx}^3$ и, если пренебречь небольшой величиной слагаемого $\Delta d_b \cdot c^{H_2O} \cdot (\mathcal{G}_{yx}^3 - 100)$, то предоставляется возможность найти величину \mathcal{G}_{yx}^3 , которая может быть снижена в связи с улучшением процесса горения, интенсификации теплообмена излучением в топке и конвективного теплообмена. Кроме того, в связи со снижением скорости НТК при сжигании ВТЭ предоставляется возможность дополнительного снижения \mathcal{G}_{yx} . С учетом изложенного сначала принимаем $\Delta Q_2 = 0$, что позволит сохранить значение КПД при переходе на сжигание ВТЭ. Тогда

$$\begin{aligned} & K_{ym} \cdot (V^{RO_2} \cdot c^{CO_2} + V^{N_2} \cdot c^{N_2} + V^{O_2} \cdot c^{O_2} + V^{H_2O} \cdot c^{H_2O}) \cdot \mathcal{G}_{yx} = \\ & = K_{ym} \left(V^{RO_2} \cdot c^{CO_2} + V_0^{N_2} + V_0^{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot V_0 \cdot c_{вл.г} \right) \cdot \mathcal{G}_{yx} = \\ & = \left[(V^{RO_2} \cdot c^{CO_2} + V_0^{N_2} \cdot c^{N_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O}) + (\alpha_{yx}^3 - 1) \cdot V^0 \cdot c_{вл.г} + 1,24 \cdot \Delta d_d \cdot c_{H_2O} \right] \cdot \mathcal{G}_{yx}^3 + \\ & + \Delta d_g \cdot (2680 - i_g^3) + \Delta d_g \cdot c^{H_2O} \cdot (\mathcal{G}_{yx}^3 - 100) \end{aligned} \quad (3)$$

Температура уходящих газов при сжигании ВТЭ с учетом влияния затрат энергии газов только на испарение воды в эмульсии

$$\mathcal{G}_{yx}^3 = \frac{K_{ym} \left[V^{RO_2} \cdot c^{RO_2} + V_0^{N_2} \cdot c^{N_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot V^0 \cdot c_{вл.г} \right] \cdot \mathcal{G}_{yx} - \Delta d_g \cdot (2680 - i_g^3)}{\left[(V^{RO_2} \cdot c^{CO_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O} + (\alpha_{yx}^3 - 1) \cdot V_0 \cdot c_{вл.г}) \right] + 1,24 \cdot \Delta d_g \cdot c_{H_2O}} \quad (4)$$

При учете влияния затрат энергии газов на испарение воды в эмульсии и в связи с увеличением объема газов

$$\mathcal{G}_{yx}^3 = \frac{K_{ym} \left[(V^{RO_2} \cdot c^{CO_2} + V_0^{N_2} \cdot c^{N_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O}) + (\alpha - 1) \cdot V^0 \cdot c_{вл.г} \right] \cdot \mathcal{G}_{yx} - \Delta d_g (2680 - i_g^3) - 1,24 \cdot \Delta d_d \cdot c^{H_2O}}{V^{RO_2} + c^{CO_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O} + (\alpha_{yx}^3 - 1) \cdot V^0 \cdot c_{вл.г}} \quad (5)$$

При учете дополнительного влияния затрат энергии газов на парообразование \mathcal{G}_{yx}^3 может быть найдена методом последовательных приближений по формуле

$$\mathcal{G}_{yx}^3 = \frac{K_{ym} \left[\left(V^{RO_2} \cdot c^{CO_2} + V_0^{N_2} \cdot c^{N_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O} \right) + (\alpha - 1) \cdot V^0 \cdot c_{вл.г} \right] \cdot \mathcal{G}_{yx} - \frac{\Delta d_g (2680 - i_g^3) - 1,24 \cdot \Delta d_d c^{H_2O} - \Delta d_g \cdot c^{H_2O} \cdot (\mathcal{G}_{yx}^3 - 100)}{V^{RO_2} + c^{CO_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O} + (\alpha_{yx}^3 - 1) \cdot V^0 \cdot c_{вл.г}}}{V^{RO_2} + c^{CO_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O} + (\alpha_{yx}^3 - 1) \cdot V^0 \cdot c_{вл.г}} \quad (6)$$

При увеличении содержания воды в эмульсии более $W^3 = 10\%$ наблюдается возрастание потери Q_2 из-за увеличения затрат теплоты на испарение воды в эмульсии. Величина этой потери увеличится на ΔQ_2

$$\begin{aligned} \Delta Q_2 &= I_{yx}^3 - I_{yx}; \\ \Delta Q_2 &= \left(V^{RO_2} c^{CO_2} + V_0^{N_2} c^{N_2} + V_0^{H_2O} c^{H_2O} \right) \cdot \mathcal{G}_{yx}^3 + 1,24 \cdot \Delta d_g c_{H_2O} \mathcal{G}_{yx}^3 + (\alpha_{yx}^3 - 1) \cdot V^0 c_{c.г} \mathcal{G}_{yx}^3 + \\ &\quad + (\alpha_{yx}^3 - 1) \cdot V^0 d \cdot 1,61 \cdot c_{H_2O} \mathcal{G}_{yx}^3 - \\ &\quad - \left[V^{RO_2} c^{CO_2} + V_0^{N_2} c^{N_2} + V_0^{H_2O} c^{H_2O} + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V^0 \cdot c_{c.г} + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V^0 \cdot 1,61 \cdot d \cdot c_{H_2O} \right] \cdot \mathcal{G}_{yx} = \quad (7) \\ &= \left(V^{RO_2} c^{CO_2} + V_0^{N_2} c^{N_2} + V_0^{H_2O} c^{H_2O} \right) \cdot \mathcal{G}_{yx}^3 + (\alpha_{yx}^3 - 1) \cdot V^0 \left(c_{c.г} + 1,61 \cdot d \cdot c_{H_2O} \right) \cdot \mathcal{G}_{yx}^3 + 1,24 \cdot \Delta d_g c_{H_2O} \mathcal{G}_{yx}^3 - \\ &\quad - \left[V^{RO_2} c^{CO_2} + V_0^{N_2} c^{N_2} + V_0^{H_2O} c^{H_2O} + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V^0 \cdot \left(c_{c.г} + 1,61 \cdot d \cdot c_{H_2O} \right) \right] \cdot \mathcal{G}_{yx}. \end{aligned}$$

Заменяем значение $(c_{св} + 1,61 \cdot d \cdot c^{H_2O})$, учитывающее любые значения влажности воздуха d на теплоемкость влажного воздуха $c_{вл.в}$, представляемое в справочниках при влажности воздуха $d = 0,01$ кг/кг. Это вносит незначительную погрешность в расчет в случае принятых пределов изменения d , равного $0,008 \dots 0,012$ кг/кг.

Тогда

$$\begin{aligned} \Delta Q_2 &= \left(V^{RO_2} c^{CO_2} + V_0^{N_2} c^{N_2} + V_0^{H_2O} c^{H_2O} \right) \cdot \mathcal{G}_{yx}^3 + (\alpha_{yx}^3 - 1) \cdot V^0 \cdot c_{вл.г} \cdot \mathcal{G}_{yx}^3 + 1,24 \cdot \Delta d_g c_{H_2O} \mathcal{G}_{yx}^3 - \quad (8) \\ &\quad - \left[V^{RO_2} c^{RO_2} + V_0^{N_2} c^{N_2} + V_0^{H_2O} c^{H_2O} + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V^0 \cdot c_{вл.г} \right] \cdot \mathcal{G}_{yx} \end{aligned}$$

Если при переходе на сжигание ВТЭ с $W^3 > 10\%$ стремиться за счет снижения α_{yx} при постоянстве достигнутой \mathcal{G}_{yx}^3 добиваться, чтобы $\Delta Q_2 = 0$, то можно найти выражение для нахождения величины α_{yx}^3 , при которой $\Delta Q_2 = 0$. Кроме того, при сжигании эмульсии необходимо стремиться поддерживать постоянной \mathcal{G}_{yx}^3 , полученную при $W^3 = 10\%$, пока значение α_{yx}^3 не достигнет минимального критического значения, при котором возможно полное сгорание эмульсии в конкретной установке.

$$\begin{aligned} (\alpha_{yx}^3 - 1) \cdot V^0 c_{вл.г} \cdot \mathcal{G}_{yx}^3 &= \left[V^{RO_2} \cdot c^{RO_2} + V_0^{N_2} \cdot c^{N_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O} + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V^0 \cdot c_{вл.г} \right] \cdot \mathcal{G}_{yx} - \\ &\quad - \left[\left(V^{RO_2} \cdot c^{RO_2} + V_0^{N_2} \cdot c^{N_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O} \right) + 1,24 \cdot \Delta d_g \cdot c_{H_2O} \right] \cdot \mathcal{G}_{yx}^3; \end{aligned}$$

$$\alpha_{yx}^3 = 1 + \frac{\left[V^{RO_2} \cdot c^{RO_2} + V_0^{N_2} \cdot c^{N_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O} + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V^0 \cdot c_{вл.г} \right] \cdot \mathcal{G}_{yx}^3}{V^0 \cdot c_{вл.г} \cdot \mathcal{G}_{yx}^3} - \frac{\left[\left(V^{RO_2} \cdot c^{CO_2} + V_0^{N_2} \cdot c^{N_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O} \right) + 1,24 \cdot \Delta d_г \cdot c_{Y_2O} \right] \cdot \mathcal{G}_{yx}^3}{V^0 \cdot c_{вл.г} \cdot \mathcal{G}_{yx}^3}. \quad (9)$$

Обозначим:

- для "сухого" топлива

$$I_{yx}^{c.m.} = \left[V^{RO_2} \cdot c^{RO_2} + V_0^{N_2} \cdot c^{N_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O} + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V^0 \cdot c_{вл.г} \right] \cdot \mathcal{G}_{yx}^3; \quad (10)$$

- для эмульсии

$$I_0^3 = \left(\sum V_i^3 \cdot c_i^3 \right) \cdot \mathcal{G}_{yx}^3 = \left(V^{RO_2} \cdot c^{CO_2} + V_0^{N_2} \cdot c^{N_2} + V_0^{H_2O} \cdot c^{H_2O} \right) \cdot \mathcal{G}_{yx}^3. \quad (11)$$

Тогда

$$\alpha_{yx}^3 = 1 + \frac{I_{yx}^{c.m.} - \left(\sum V_i^3 \cdot c_i^3 + 1,24 \cdot \Delta d_г \cdot c^{H_2O} \right) \cdot \mathcal{G}_{yx}^3}{V^0 \cdot c_{вл.г} \cdot \mathcal{G}_{yx}^3} = 1 + \frac{I_{yx}^{c.m.} - I_0^3 - 1,24 \cdot \Delta d_г \cdot c^{H_2O} \cdot \mathcal{G}_{yx}^3}{V^0 \cdot c_{вл.г} \cdot \mathcal{G}_{yx}^3}. \quad (12)$$

Так как $\Delta d_г = \frac{W^3 - W^r}{100 - W^r}$, то

$$\alpha_{yx}^3 = 1 + \frac{I_{yx}^{c.m.} - I_0^3 - 1,24 \frac{W^3 - W^r}{100 - W^r} \cdot c^{H_2O} \cdot \mathcal{G}_{yx}^3}{V^0 \cdot c_{вл.г} \cdot \mathcal{G}_{yx}^3}. \quad (13)$$

Итак, с увеличением содержания воды в эмульсии для обеспечения $\Delta Q_2 = 0$ необходимо уменьшать α_{yx}^3 . Если при этом температура уходящих газов при сжигании эмульсии \mathcal{G}_{yx}^3 (особенно после достижения содержания $W^3 \geq 10\%$) начнет увеличиваться, то необходимо дальнейшее уменьшение α . После достижения минимального критического значения α_{yx}^3 , при котором возможно полное сжигание эмульсии при данном значении W^3 , температура уходящих газов \mathcal{G}_{yx}^3 начнет увеличиваться. Определение этой температуры при достигнутом минимальном значении $\alpha_{yx}^{3к}$ возможно по полученным выше формулам.

Если кроме компенсации роста объема газов и \mathcal{G}_{yx} стремиться компенсировать влияние роста потерь $q_{исп}$ и $q_{п}$, то необходимо еще больше снижать α_{yx}^3 . В этом случае необходимо обеспечить $\Delta Q_2 + Q_{исп} + Q_{п} = 0$.

Следовательно,

$$\left(\sum V_i^3 \cdot c_i^3 + 1,24 \frac{W^3 - W^r}{100 - W^r} \cdot c^{H_2O} \right) \cdot \mathcal{G}_{yx}^3 + (\alpha_{yx}^3 - 1) \cdot V^0 \cdot c_{вл.г} \cdot \mathcal{G}_{yx}^3 + \Delta Q_{исп} + \Delta Q_{п} - I_{yx}^{c.m.} = 0,$$

откуда следует

$$(\alpha_{yx}^3 - 1) \cdot V^0 \cdot c_{\text{вл.в}} \cdot \mathcal{G}_{yx}^3 = I_{yx}^{\text{с.т.}} - \left(\sum V_i^3 \cdot c_i^3 + 1,24 \frac{W^3 - W^r}{100 - W^r} \cdot c^{\text{H}_2\text{O}} \right) \cdot \mathcal{G}_{yx}^3 - \Delta Q_{\text{исп}} - \Delta Q_{\text{п}}. \quad (14)$$

Таким образом

$$\alpha_{yx_2}^3 = 1 + \frac{I_{yx}^{\text{с.т.}} - \left(\sum V_i^3 \cdot c_i^3 + 1,24 \frac{W^3 - W^r}{100 - W^r} \cdot c^{\text{H}_2\text{O}} \right) \cdot \mathcal{G}_{yx}^3 - \frac{W^3 - W^r}{100 - W^r} (2680 - i_{\text{в}}^3)}{V^0 \cdot c_{\text{вл.в}} \cdot \mathcal{G}_{yx}^3} - \frac{\frac{W^3 - W^r}{100 - W^r} \cdot c^{\text{H}_2\text{O}} \cdot (\mathcal{G}_{yx}^3 - 100)}{V^0 \cdot c_{\text{вл.в}} \cdot \mathcal{G}_{yx}^3}. \quad (15)$$

На основании выведенных формул и с учетом литературных данных об усилении интенсивности лучистого и конвективного теплообмена, в результате проведенных на ЭВМ расчетов были получены зависимости влияния α_{yx}^3 и \mathcal{G}_{yx}^3 при увеличении W^r в эмульсии на величины тепловых потерь, которые предоставляют возможность определить условия сохранения величины КПД и даже его увеличения при сжигании ВТЭ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов А.И., Шупарский А.И., Голубь Н.В. (1985) Аналитическая зависимость увеличения расхода топлива котлоагрегатом при сжигании водомазутной эмульсии от ее влажности. *Известия вузов. Энергетика*, 10, 65-68.
2. Лозицкий Н.Г., Котлер В.Р. (2002) Использование горелок с ротационной форсункой для сжигания мазута с присадкой воды. *Промышленная энергетика*. 3, 37-40.
3. Ведрученко В.Р., Крайнов В.В., Кокшаров М.В. (2002) О влиянии коэффициента избытка воздуха и нагрузки котельных установок на их экономичность при сжигании разных видов топлива. *Промышленная энергетика*. 3, 24-28.
4. Ведрученко В.Р., Крайнов В.В., Кокшаров М.В. (1998) О методах оценки дымности и механизме сажеобразования при сжигании жидких углеводородных топлив и эмульсий в энергетических установках железнодорожного транспорта. *Промышленная энергетика*. 12, 33-40.

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТЕРІЮ ОПТИМАЛЬНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗАСОБІВ ТРАСПОРТУ В СКЛАДНИХ СИСТЕМАХ

Горобченко О.М., Слободянюк М.Е.

Державний університет інфраструктури та технологій, Україна

Враховуючи, що по географічному положенню саме через територію України проходять найкоротші напрямки транзитних вантажопотоків, а також при наявності розвиненої транспортної мережі й незамерзаючих портів, існують потенційні можливості для збільшення обсягів міжнародного транзиту вантажів.

Таким чином, ефективна організація взаємодії об'єктів логістичної інфраструктури: термінально-складських комплексів, автомобільного і залізничного транспорту створює стратегічні вигоди трьох типів – економічні, сервісні й технологічні [1,2].

Аналіз робіт з дослідження ефективності використання засобів транспорту дозволив встановити в загальному вигляді фактори впливу на цей показник (рис. 1)



Рисунок 1. Фактори, що впливають на ефективність експлуатації засобів транспорту

Таким чином ефективність експлуатації в загальному вигляді:

$$E_e = F(I; B; S; Z; D; T; t), \quad (1)$$

- де I – показник структури транспортної системи;
 B – план перевезень (плановий вантажопотік);
 S – показник інфраструктури обробки матеріальних потоків;
 t – транспортний час (час перевезення);
 Z – витрати на процес перевезень;
 D – показник впливу на навколишнє середовище;
 T – показник технічних параметрів засобів транспорту.

В даному дослідженні за показник ефективності обрано інтегральний параметр «витрати на процес перевезень» - Z .

Критерій оптимальності експлуатації засобів транспорту в складних системах:

$$Z = f \left(\sum_{i=1}^n \xi_i \cdot L_i + \sum_{i=1}^n \chi_i \cdot W_i + A \right) \rightarrow \min \quad (2)$$

де ξ_i – витратні нормативи по утриманню протягом одного календарного року ділянки транспортної системи;

L_i – довжина ділянки i -го виду транспорту, що задіяний в перевізному процесі;

i – умовний показник виду транспорту, що задіяний в перевізному процесі ($i=1$ для автомобільного транспорту, $i=2$ для залізничного транспорту і т. д.)

χ_i – витратні нормативи по експлуатації однієї одиниці транспортних засобів на один кілометр ділянки;

W_i – кількість одиниць транспортних засобів одного виду, що задіяні в перевізному процесі;

A – витрати на обробку вантажів при зміні виду транспорту впродовж перевізного процесу.

Обмеження використання критерію: $B = \text{const}$; $T = \text{const}$; $S = \text{const}$.

Умови використання критерію:

$$I = \sum_{i=1}^n Q_i l_i \rightarrow \min$$

де Q_i – транспортна маса (обсяг перевезень, т);

l_i – транспортний шлях (відстань перевезення), км;

$$t = \sum_{i=1}^n t_i \rightarrow \min$$

де t_i – час перевезення вантажу окремим видом транспорту, діб.

$$D = \sum_{i=1}^n W_i \cdot d_i \rightarrow \min$$

де d_i – показник впливу на навколишнє середовище окремої одиниці транспорту (транспортного засобу).

Назріла необхідність розробити методологічну основу побудови та розвитку ефективних транспортно-складських систем у регіонах розподілу вантажопотоків [3,4], що дозволить надійно забезпечити процеси руху товарів з мінімумом витрат і необхідний транспортно-складський сервіс споживачам продукції.

В умовах не стабільних і постійно мінливих як економічних, так і політичних ситуаціях, досить важко планувати підвищення ефективності функціонування транспортних засобів на основі статистики параметрів матеріальних потоків, коли базуючись на параметрах минулих років проводиться екстраполяція їх на перспективу, особливо довгострокову. Це пов'язане з тим, що нестійкі показники параметрів попередніх років не дозволяють сформувати основу для надійної екстраполяції показників на перспективу. У свою чергу, це не дозволяє оптимізувати та ефективно використовувати витрати на розвиток і експлуатацію інфраструктури транспортних систем, що значною мірою визначає їхню ефективність.

Виходячи з вищесказаного очевидним є необхідність розробки теоретичних методів розвитку й експлуатації транспортних систем на основі більш стійких показників, які можна використовувати на стадії проектування і реконструкції з урахуванням планованої зміни характеристик матеріальних потоків і розвитку промислово-економічних територій, що обслуговуються цими системами.

ЛІТЕРАТУРА

1. Slobodyanyuk, M. Structural analysis of territorial transport systems based on classification methods. / M. Slobodyanyuk, O. Gorobchenko //Eastern-European Journal of

Enterprise Technologies. – 2020. – №. 1 (104). – P. 23-32. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.194158>

2. Slobodyanyuk, M. Methodics and algorithms for creation of intermodal logistics park / Maxim Slobodyanyuk, Grigory Nechayev, Alexandr Kislitsin // Тека: commission of motorization and energetics in agriculture. – 2014, vol.14, No1, p. 248 – 266.

3. Слободянюк М.Э. Формирование транспортного коридора на основе объемов перевозок и эксплуатационных затрат. / М.Э. Слободянюк, Г.И. Нечаев // Вісник СХУ ім. В. Даля №6 Ч. 2.- 2013, С. 9-17.

4. Слободянюк М.Э. Потенциал транспортных коридоров Украины. Проблемы и пути его реализации. / Г.И. Нечаев, С.В. Изотов, И.К. Кавер, М.Э. Слободянюк // Вісник СХУ ім. В. Даля, №5(159) Ч.1, 2011, С.9-14.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГИДРОДИНАМИКИ В ЗАДАЧАХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ДВИЖИТЕЛЬНО-РУЛЕВОГО КОМПЛЕКСА СУДОВ

¹Король Ю.М., ²Корнелюк О.Н.

¹Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина

²Херсонская государственная морская академия, Украина

Введение. Движительно-рулевой комплекс (ДРК) представляет собой систему механически и гидродинамически взаимодействующих элементов, таких как корпус судна, руль, движитель, главный двигатель (ГД), рулевая машина (РМ), валопровод и баллер. На начальных стадиях проектирования характеристики формы и гидродинамические характеристики основных элементов ДРК показанных на рис.1 определяют по инженерным методикам, результатам систематических серийных модельных испытаний и рекомендациям классификационных обществ. Выбор типа и мощности ГД, а также системы передачи мощности от главного двигателя к движителю осуществляется в процессе расчета ходкости, РМ – в процессе расчета управляемости. После выбора двигателя и рулевой машины приступают к проектированию систем, обеспечивающих их работу. Для решения задач гидро-газо и термодинамического совершенствования элементов ДРК и элементов систем ГД и РМ традиционными методами физического моделирования нужны настолько большие затраты времени и средств, что это ставит под сомнение целесообразность их постановки и рассмотрения, особенно для судов, находящихся в эксплуатации.

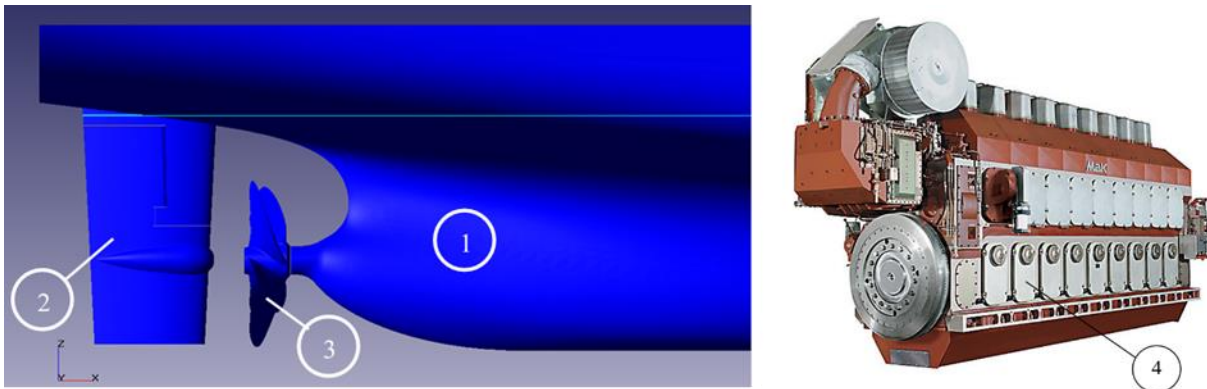


Рисунок 1. Основные элементы ДРК: 1 – корпус; 2 – руль; 3 – движитель; 4 – главный двигатель

Актуальность исследования. При проработке вариантов проекта нового судна или модернизации существующего, исходя из опыта эксплуатации выполняется корректировка формы, взаимного расположения или конструкции элементов ДРК и систем ГД и РМ, которая приводит к необходимости проведения модельных испытаний вариантов проекта в опытовом бассейне и на специальных экспериментальных установках. Как правило, стоимость таких испытаний достаточно высока и экономически оправдана только при серийном строительстве судов. Кроме того, такие испытания из-за большой трудоемкости требуют достаточно много времени для их проведения, что при жесткой конкуренции между проектными организациями и постоянным сокращением сроков выполнения проектных работ часто становится причиной отказа от их проведения. Тем не менее, необходимость в гидро-газо и термодинамическом совершенствовании элементов ДРК очевидна, следовательно, возникает необходимость в замене физического эксперимента менее дорогим, более быстрым и информативным CFD

(Computational Fluid Dynamics) моделюванням. В зв'язі з цим вповне очевидна актуальність розробки CFD технологій удосконалення елементів ДРК, а також підготовки фахівців, володіючих цими технологіями.

Постановка задачі. Незважаючи на велику номенклатуру завдань по гідро-газо і термодинамічному удосконаленню елементів ДРК і систем послідовність їх постановки і рішення містить деякі стандартні дії і прийоми, які складаються в наступному. *Во-перших*, необхідно в САД системі створити 3D моделі як самих об'єктів, так і при необхідності боксів, імітують оточуюче середовище. *Во-других*, створити за допомогою спеціальних інструментів інтерфейсу, використовуваного CFD комплексу проект розрахунку, який, звичайно, складається з наступних елементів: вибір типу розв'язуваної задачі (рівнянь, описують необхідні процеси); вказівка параметрів середовища; формування і встановлення початкових і граничних умов; генерація розрахункової сітки і кроку по часу; вказівка розрахункових цілей і їх візуалізація. В принципі, чим більше комірок розрахункової сітки і менше крок по часу – тим точніше моделюється досліджуване явище, однак час розрахунку і об'єм необхідної для цього оперативної пам'яті різко зростають. В зв'язі з цим, ефективна реалізація CFD технологій можлива тільки на потужній багатоядерній обчислювальній техніці з великим об'ємом оперативної пам'яті.

Результати дослідження. Автори доповіді, аспіранти і студенти-магістранти НУК для створення 3D моделей об'єктів дослідження використовували САД систему SolidWorks і CFD пакети FlowVision і Flow Simulation, який інтегровано в SolidWorks. Оскільки форми корпусу судна, гребного вантажу і штурвала достатньо складні, то для побудови їх 3D моделей авторами доповіді розроблені спеціалізовані програми на основі методу функціональної параметризації. Це GSS3D – 3D генератор корпусу судна, GSP3D – 3D генератор гребного вантажу і GSR3D – 3D генератор штурвала [1]. Приклади створених 3D моделей гребного вантажу, штурвала і корпусу судна показані на рис. 2. Ці моделі експортуються в використовувану CFD пакет в якому здійснюється параметричний аналіз їх гідродинамічних характеристик. До таких характеристик відносяться залежності буксирного опору корпусу судна від швидкості ходу, упору і моменту, необхідного для обертання гребного вантажу від швидкості набегаючого потоку і частоти обертання, а також підіймальної сили і моменту на штурвалі від кута перекидки і швидкості набегаючого потоку. В доповіді наведено приклади впливу геометричних і кінематичних параметрів на величину розмірних і безрозмірних гідродинамічних характеристик різних суден і об'єктів океанотехніки. На прикладі катера монополювальника виконана верифікація результатів розрахунків в FlowVision по результатам фізичного експерименту в випробувальній ванні [2]. Така ж верифікація виконана для серійних і унікальних гребних вантажів [3].

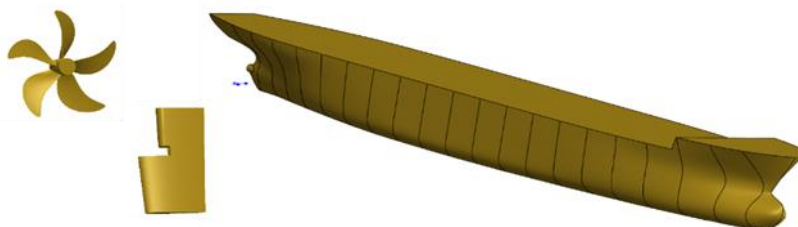


Рисунок 2. 3D моделі гребного вантажу, штурвала і корпусу судна

Далі наведено приклади CFD моделювання комплексу гребний вантаж-штурвал [4], а також різних варіантів системи корпус-вантаж-штурвал для еталонного судна KCS, наведено на рис. 3. Примітно, що для 3-го варіанта ДРК пропульсивний коефіцієнт на експлуатаційній швидкості ходу виявився на 18% вище, ніж для базового

1-го варіанта. Слідуеть відзначити, що розрахунки виконувались для натурного судна і отримані результати не потребують яких-либ перерахунків.

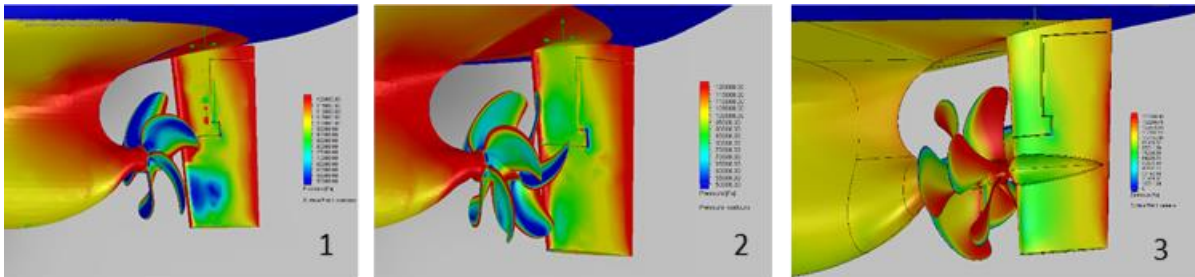


Рисунок 3. Исследуемые варианты ДРК КС

В докладі також представлені результати рішення задач по совершенствованию элементов систем ГД и РМ выполненных студентами-магистрантами НУК по следующей тематике: Моделирование отвода продуктов сгорания в судовых дымовых трубах различной конструкции (Безденежная Ю.Г.); Моделирование процессов теплообмена в воздухоохладителе (Бойко А.В); Исследование процесса теплообмена в трубке со спиральным оребрением (Галынкин Ю.Н.) и др.

Выводы.

1. Опыт эксплуатации судов различного назначения накапливается прежде всего членами их экипажей, руководством портов и судоходных компаний. Этот опыт ложится в основу разработки направлений, и конкретных предложений, а также формулировке задач по совершенствованию элементов ДРК и систем ГД и РМ для проектных и научно-исследовательских организаций. Поэтому очень важно не только правильно поставить задачу, оценить результаты исследований, но и оптимизировать расходы на их выполнение.

2. Физическое моделирование гидро-газо и термодинамических процессов требует специального сложного и весьма дорогого оборудования, очень трудоемко и поэтому существенно уступает в экономическом, временном и информативном аспектах современным CFD технологиям.

3. Освоение современных компьютерных технологий является приоритетным для высших учебных заведений Украины, поэтому включение в учебные планы дисциплин по 3D дизайну и инженеринговому анализу (в том числе и CFD технологиям) весьма актуально.

ЛИТЕРАТУРА

1. Король Ю.М., Рудько О.Н. (2008) Автоматизированная генерация данных для построения твердотельных моделей гребных винтов, Збірник наукових праць НУК №1, Миколаїв, с.17-23.

2. Король Ю.М., Шмелев В.В. (2012) Использование FlowVision в задачах корабельной гидродинамики, Материалы III МНТК Инновации в судостроении и океанотехнике, Николаев, с.79-81.

3. Король Ю.М., Корнелюк О.Н. (2013) Методы оптимизации в задачах проектирования эффективных гребных винтов новых серий, Материалы IV МНТК Инновации в судостроении и океанотехнике, Николаев, с.64-66.

4. Король Ю.М., Рудько О.Н. (2010) Технология моделирования работы судовых винторулевых комплексов в среде FlowVision, Инженерные системы 2010, Труды международной НТК, Москва, с.20-24.

ВЛИЯНИЕ ВЫСОКОВОЛЬТНОГО БАРЬЕРНОГО РАЗРЯДА НА ЖИДКОЕ ТОПЛИВО

Евстигнеев Ю.В. Лейбович Л.И.

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина

Введение. Улучшение физико-химических характеристик углеводородного топлива за счет изменения структуры его молекулярного состава (группового и фракционного) частично решает задачу энергоэффективности энергетического оборудования.

Полнота сгорания топлива увеличивается при деструкции молекул сжигаемого топлива. За счет этого происходит повышение энергоэффективности двигателя. Для деструкции топлива можно использовать различные физические поля: электрические, магнитные, акустические, а также их комбинации. Воздействие этих полей на топливо переводит молекулы углеводородов в возбужденное состояние и к разрыву связей С-С. [5]

Анализ результатов исследований [1, 3, 4-7] показал, что для метода молекулярной модификации углеводородного топлива целесообразно использовать переменное электрическое поле.

В результате воздействия электрического поля на топливо происходит увеличение теплоты сгорания топлива, улучшается его распыление что повышает однородность смеси. Таким образом, изменения группового и фракционного состава топлива приводят к уменьшению его удельного расхода и улучшению экологических характеристик двигателей [6,7].

Актуальность исследований. Экономичность и экологичность энергетических установок определяется не только их конструктивными особенностями и эксплуатационными режимами, но и качеством применяемого топлива. Эффективно решить задачу по улучшение свойств топлив применением химических средств затруднительно. Поэтому поставленная задача должна решаться физическими методами. Анализ известных способов и средств воздействий на топливо физическими методами показал, перспективность обработки топлива электромагнитными полями. После обработки топлива в электромагнитном поле оно не меняет фракционный состав в течение 10 месяцев [2].

Постановка задачи. Экспериментальное изучение влияния высоковольтного барьерного разряда на физические свойства углеводородного дизельного топлива и смеси дизельного топлива с мазутом.

Результаты исследований. Для изучения влияния барьерного разряда на физические свойства углеводородного топлива был разработан специальный стенд, общий вид которого представлен на рис. 1.

Принцип работы стенда. В ёмкость 5 заливается топливо таким образом, чтобы в ней не осталось свободного воздушного объема. Количество заливаемого топлива 1200 ± 10 мл. Топливо в системе циркулирует с помощью центробежного насоса 2. Измерение вязкости топлива проводится по вискозиметру 4. С помощью димера выполняется регулировка напряжения, которое идёт на генератор. Высокое напряжение электрического поля на разряднике 3 обеспечивается специальным генератором на основе трансформатора высокого напряжения, который генерирует напряжение до 50 кВ.

Для эксперимента было взято два вида топлива: 1 – дизельное топливо, 2 – дизельное топливо и добавлением мазута в пропорции 1200/40 мл.

Результаты обработки дизельного топлива высоковольтном барьерном разряде приведены на рис. 2. В процессе экспериментов напряжение на электродах менялось от 10 до 50 кВ. В качестве показателя, характеризующего изменения в фракционном составе топлива,

был принят относительный показатель цветности топлива (отношение среднего уровня цветности обработанного топлива к среднему уровню не обработанного топлива). Время обработки топлива в высоковольтном барьерном разряде – до 20 мин.



Рисунок 1. Общий вид стенда: 1 – пульт управления, 2 – циркуляционный насос, 3 – разрядник, 4 – вискозиметр, 5 – ёмкость с топливом

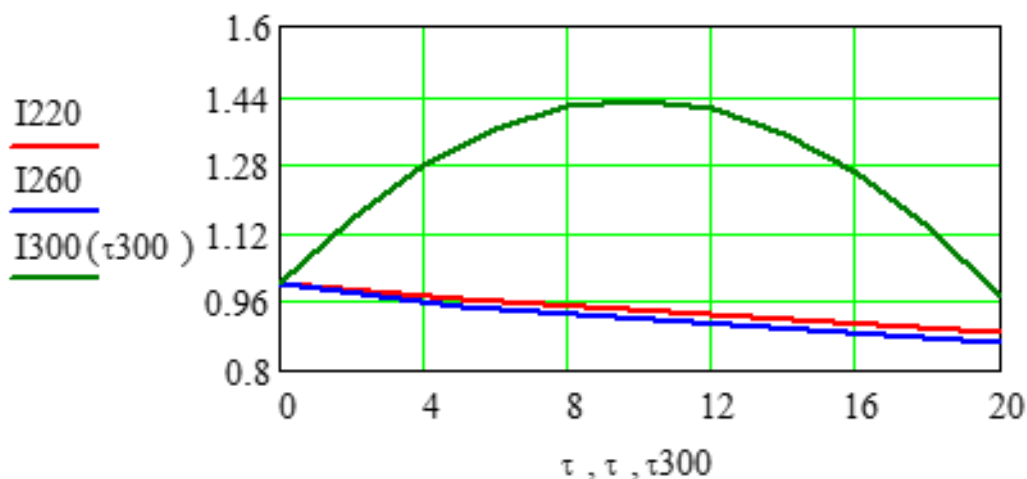


Рисунок 2. Относительный показатель цветности дизельного топлива (I220 – 10 кВ; I260 – 30 кВ; I300(τ300) - 50 кВ; τ – время, мин)

Анализ данных исследований показывает, что для чистого дизельного топлива разложение смолянистых веществ происходит с момента начала обработки для напряжения на электродах до 30 кВ. При 50 кВ в период времени до 7,5 минут происходит увеличение количества высокомолекулярных соединений в топливе. Затем идет достаточно интенсивный процесс деструкции высокомолекулярных соединений и осветление топлива.

Результаты обработки дизельного топлива с добавлением мазута наведены в рис. 3. Эксперименты проводились при напряжении на электродах 30 кВ. Время экспериментов было увеличено до 40 минут.

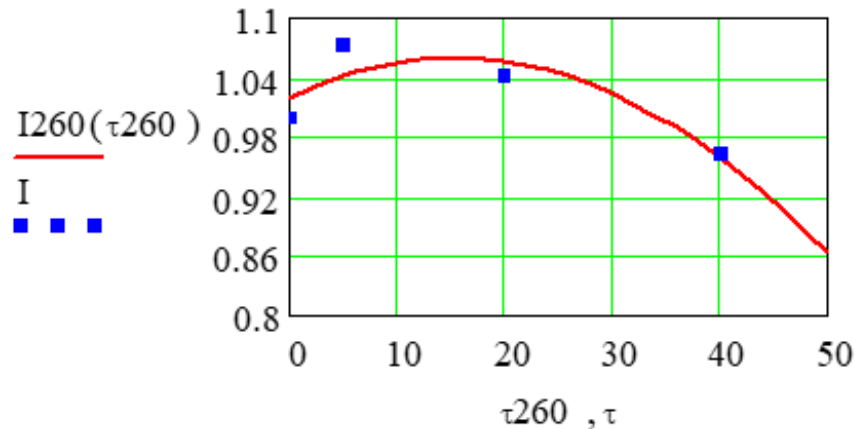


Рисунок 3. Относительный показатель цветности дизельного смеси дизельного топлива и мазута

Анализ данных рис. 3 показывает, что при увеличении начальной концентрации высокомолекулярных соединений в топливе процесс образования дополнительных высокомолекулярных веществ происходит при меньшем напряжении на электродах. Этот процесс заканчивается по истечению 15...20 минут. Затем происходит интенсивная деструкция высокомолекулярных соединений и осветление топлива.

Выводы. В результате проведённых экспериментов установлено что обработка топлива высоковольтными барьерным разрядом положительно влияет на физические свойства топлива, а оптимальное напряжение барьерного разряда составляет 30кВ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анисимов П. Ф. Уменьшение себестоимости перевозок морским и речным транспортом за счет снижения топливной составляющей / П. Ф. Анисимов. // Вестник АГТУ. Сер.: Морская техника и технология. – 2016. – №3. – С. 7–12.
2. Варнаков Д. В. Изменение углеводородного состава топлива путем воздействия на него переменного электромагнитного поля / Д. В. Варнаков, И. А. Бусыгин, И. Р. Сатретдинов. // «Научно-практический электронный журнал Аллея Науки». – 2018.
3. Исследование влияния электрического поля на углеводородный состав автомобильных бензинов / В. В. Артёмов, А. С. Мокроусов, С. В. Назаров, А. В. Згоржельский. // Актуальные проблемы гуманитарных и социально-экономических наук. - 2012. - №6. - С. 76-78.
4. Камалтдинов В. Г. Результаты хроматографического анализа продуктов разложения углеводородного топлива электрическим разрядом большой энергии / В. Г. Камалтдинов, Г. Д. Драгунов, С. С. Никифоров. // Вестник ЮУрГУ. - 2012. - №33. - С. 144-148.
5. Молекулярная модификация углеводородного топлива воздействием различных физических полей / В. Ю. Каминский, С. М. Грушецкий, П. Ф. Анисимов, С. Н. Турусов. // Морские интеллектуальные технологии. - 2018. - №4. - С. 57-64.
6. Мурамович В. Г. Теоретико-методические основы молекулярной модификации углеводородного топлива для транспортных средств электрическими полями: Автореф. дис. на получение наук. степени докт. техн. наук: спец. 05.22.01 "Транспортные и транспортно-технологические системы страны, ее регионов и городов, организация производства на транспорте" / Мурамович В.Г. - Санкт-Петербург, 2013. - 251 с.
7. Мурамович В. Г. Энергоэффективная технология молекулярной модификации углеводородного топлива электрическими полями / В. Г. Мурамович, П. Ф. Анисимов, С. В. Туев. // энергоресурсосбережения и энергоэффективности. - 2013. - С. 25-29.

АНАЛІЗ ВСТАНОВЛЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НАФТОГАЗОВОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Богатчук М.І.

Група транспортних сервісів м. Надвірна, ПАТ «Укрнафта», Україна

На сьогоднішній день актуальним є питання обліку витрат паливо-мастильних матеріалів рухомим складом нафтогазового технологічного транспорту (НГТТ).

НГТТ класифікують за технологічним призначенням [1]: агрегати для буріння, освоєння та ремонту свердловин; агрегати для технологічних процесів у видобуванні; агрегати з компресорним устаткуванням; агрегати для цементування свердловин; технічні засоби для перевезення нафтопродуктів та цементу; пересувні станції та лабораторії для геофізичного дослідження свердловин.

Особливістю експлуатації НГТТ є великі витрати паливо-мастильних матеріалів.

З метою раціонального використання палива розробляються нові методики обчислення і контролю його витрати. Це, в свою чергу, впливає на собівартість видобутої нафти і газу.

Станом на сьогодні відсутні техніко-експлуатаційні показники з нормування витрат палива при виконанні технологічних операцій для окремих установок НГТТ. Це може спричинити необґрунтовані перевитрати палива, несанкціонований його відбір.

Вказана проблема притаманна установкам імпортного виробництва, для яких відсутні нормативи витрат палива в конкретних умовах.

Економна витрата паливних матеріалів на підприємствах нафтогазової галузі здійснюється шляхом обліку його витрат, ефективної організації роботи механізмів, використання рекомендованих паливних матеріалів для певних умов експлуатації, правильно відрегульованої паливної апаратури і справних механізмів, постійного підвищення майстерності машиністів (операторів) агрегатів, скорочення витрат палива при його транспортуванні, зберіганні і видачі та інших заходах [2].

Метою даної роботи є аналіз прогресивних методів обліку витрати паливно-мастильних матеріалів з точки зору можливості їх адаптації до конкретних виробничих умов.

Згідно нормативного документу "Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті" затвердженого наказом Мінтрансу України від 10.02.1998р. №43 [3] норма витрат палива на роботу спеціального обладнання, встановленого на автомобілях ($H_{об}$) застосовується для спеціальних та спеціалізованих автомобілів, які виконують спеціальні роботи під час стоянки (автокрани, компресорні, бурильні установки тощо), і встановлюються в літрах на годину роботи обладнання або в літрах на одну технологічну операцій.

Якщо для роботи спеціального обладнання встановленого на автомобілі норми витрат палива відсутні в нормативних документах, тоді розробляють тимчасові норми або застосовують технологічні норми, наведені в документації заводу-виробника обладнання, або розраховують їх з використанням технічних даних, наведених в документації на спецобладнання. Тимчасові норми розглядає комісія, що створюється із не менше ніж трьох спеціалістів підприємства і представника керівної організації, яка є куратором з питань енергоспоживання. За результатами розгляду оформляється акт.

Документом [3] передбачено, що якщо в технічній документації заводу-виробника спеціального обладнання відсутні норми або технічні дані, необхідні для їх розрахунку, комісією проводяться контрольні заміри витрати палива. Для випробувань відбирають три технічно справні агрегати (якщо підприємство не має такої кількості агрегатів однієї моделі, то допускається проводити випробування на меншій кількості спецавтомобілів). Заміри витрат палива проводяться при температурі навколишнього середовища не нижче 10 °С (крім

автомобілів, які призначені для роботи в зимовий період). Кількість замірів витрати палива на одну технологічну операцію ($л$) на годину роботи обладнання ($л/год$) чи на пробіг спец автомобіля при виконанні спеціальної роботи ($л/100км$) повинна бути не менше трьох.

Результати замірів оформляються актом, усереднюють і пропонують для застосування, як тимчасова норма витрати палива. Тимчасова норма витрати палива набуває чинності після її реєстрації та затвердження наказом керівника підприємства і погодження з керівною організацією. Методика розрахунків нормативних витрат палива для спеціальних автомобілів наведена в [3]. Нормативні витрати палива для спец автомобілів, які виконують спеціальні роботи під час стоянки, визначають так:

$$Q_n = 0,01 \cdot H_s^c \cdot S \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K) + H_{об} \cdot T_{об} \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K_c), \text{ л} \cdot (\text{м}^3), \quad (1)$$

де H_s^c - базова лінійна норма витрати палива на пробіг спеціального автомобіля, $л/100км$ ($\text{м}^3/100км$);

S – пробіг автомобіля км;

$\sum K$ – сумарний коригуючий коефіцієнт до лінійної норми, %;

$H_{об}$ – норма витрати палива на роботу спеціального обладнання, $л/год$ Або літри на виконану операцію (заповнення цистерни тощо);

$T_{об}$ – час роботи обладнання, години або кількість виконаних операцій;

$\sum K_c$ – сумарний коригуючий коефіцієнт до норми на роботу спеціального обладнання, %.

При відсутності в нормативних документах для певної моделі спец автомобіля базової лінійної норми витрати палива тоді визначають тимчасову лінійну норму витрат палива $л/100км$ ($\text{м}^3/100км$) за формулою:

$$H_s^T = H_s + \Delta G_{cn} \cdot H_g, \text{ л}/100км \text{ (}\text{м}^3/100км\text{)}, \quad (2)$$

де H_s - лінійна норма для базового автомобіля, $л/100км$ ($\text{м}^3/100км$);

ΔG_{cn} - різниця споряджених мас базового спец автомобіля і автомобіля, т;

H_g - норма на одну тону спорядженої маси $л/100т.км$ (вказана норма відноситься до виконаної транспортної роботи (т. км) і залежно від виду палива становить: - бензин $2,0 л/100т.км$; - дизельне паливо – $1,3 л/100т.км$).

Отже тимчасові норми витрат палива для роботи спец автомобілів, для яких відсутні нормативні дані в документації можна визначити за формулою:

$$Q_n^T = 0,01 \cdot (H_s + \Delta G_{cn} \cdot H_g) \cdot S \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K) + H_{об} \cdot T_{об} \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K_c), \text{ л} \cdot (\text{м}^3), \text{ л} \cdot (\text{м}^3). \quad (3)$$

Практичний досвід показує, що більш точний метод визначення витрат палива буде при його розрахунку за виконану роботу, а не за годину роботи установки (агрегату).

Авторами [4] приводиться формула для визначення вартості палива, де застосовується такий показник, як витрата палива на одиницю потужності роботи механізму з тепловим двигуном, кг. Формула має наступний вид:

$$B_n = N \cdot \eta_l \cdot T \cdot C_{л} \cdot \varepsilon, \text{ грн}, \quad (4)$$

де N - потужність двигуна, кВт;

η_l - коефіцієнт використання двигуна за потужністю;

T - час роботи машини протягом року, год;

$C_{л}$ - вартість 1кг палива, грн;

ε - витрата палива на одиницю потужності 1кВт·год роботи механізму, кг.

Але тут постає питання, як встановити яка була витрачена потужність на виконання певної роботи.

Автор [5] для аналізу ефективності використання автомобільного палива по автотранспортному підприємстві використовує питому норму (в г/ткм), яку розраховують за формулою:

$$Q_w = \frac{1000 \cdot Q_{\Pi}}{W}, \text{ г/ткм}, \quad (5)$$

де Q_{Π} – планова витрата палива, кг;

W - плановий об'єм транспортної роботи, ткм.

В роботі [6] наводиться, що норми витрат паливно-мастильних матеріалів на роботу техніки являють собою інтегральне значення, яке враховує як самостійне переміщення технічних засобів так і виконання робіт за призначенням. Для автотранспортних засобів філії ДК “Укргазвидобування” використовуються лінійні (індивідуальні) норми витрат палива та офіційно затверджені підходи щодо визначення фактичного нормативного обсягу витрат палива на виконання конкретного обсягу робіт, на підставі яких розраховуються планові і фактичні показники.

Автор [6] наголошує, що при виконанні технологічних операцій виконується певна робота, яка напряму пов'язана з продуктивністю агрегату чи установки, яка постійно змінюється.

Нажаль, розробити методику для визначення витрат палива через виконану роботу на даний час неможливо, так як відсутні прилади для фіксації витраченої потужності на її виконання.

Система FMS (Fuel Monitoring System) – круглодобовий контроль витрат палива [7], дає можливість забезпечити повний контроль витрат палива, але є технічно складною і дороговартісною.

Друга група - це лічильники палива (проточні датчики палива) [8] - один з найпростіших способів контролю фактичного використання палива. Залежно від потужності двигуна, типу паливної системи (ТНВД, Common Rail), і схеми установки контролю палива (пряма або диференційна) обираються необхідні витратоміри.

Лічильники палива (проточні датчики палива) VZO [9]. Лічильник витрат палива знаходиться в паливній магістралі, відразу за фільтром тонкого очищення. Лічильники VZO можна встановлювати на різноманітні технологічні агрегати і передавати дані датчика палива спільно з даними GPS моніторингу.

Висновки. Огляд науково-технічної літератури та нормативної документації показує, що на даний час відсутні методики, які б дозволили обчислювати витрати палива нафтогазовим технологічним транспортом в залежності від виконаної роботи, тобто на одиницю роботи.

Використання системи FMS (Fuel Monitoring System) – круглодобовий контроль витрат палива, є економічно недоцільним.

Роботи в даному слід продовжити з залученням не тільки науковців, але і інженерно-технічних представників нафтогазовидобувних підприємств.

ЛІТЕРАТУРА

1. Нефтепромышленное оборудование. Справочник под ред. Е.И. Бухаленко. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1990. – 559с.

2. Колесник П.А. Материаловедение для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1987. – 271с.

3. Норми витрати палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті (друга редакція). Наказ Мінтрансу України від 16.02. 2004р. №99.- Мінтранс України, ДП ”ДЕРЖАВТОТРАНСНДІПРОЕКТ”, Київ, 2004. – 72с.

4. Грузовые автомобильные перевозки / Воркут А.И. – 2-е изд. перераб. и доп. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 447с.

5. Батищев И.И. Организация и механизация погрузочно-разгрузочных работ на автомобильном транспорте: Учебник для техникумов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1983. – 216с.

6. Дутчак Д. І. Актуальність нових підходів до нормування витрат палива спеціальних і спеціалізованих автомобілів, будівельно-дорожньої і тракторної техніки, бурового та геологічного обладнання // Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наук. праць. Випуск XXXVII-2009 (до 50-річчя УкрНДІгазу).Розділ: Економіка, патентоведення та стандартизація. –Український науково-дослідний інститут природних газів.-Харків: УкрНДІгаз, 2009.- с.319-321.

7. <http://www.findpatent.ru/patent/236/2361278.html>.

8. <http://avtotracker.com.ua/kontrol-vitrat-paliva.html?language=uk>.

9. <http://petroline.ua/uk/article/full/schetchiki-topлива-protchnye-datchiki-topлива-vzo>.

ТЕПЛОВА ПІДГОТОВКА ГАЗОМОТОРНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ, ОБЛАДНАНОГО ТЕПЛОВИМ АКУМУЛЯТОРОМ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ

¹Грицук І.В., ¹Погорлецький Д.С., ²Симоненко Р.В., ³Білай А.В.

¹Херсонська державна морська академія, Україна

²Національний транспортний університет, Україна

³Маріупольський будівельний коледж, Україна

У представленій роботі розглядаються особливості застосування системи теплової підготовки на основі теплового акумулятора фазового переходу для двигуна газомоторного транспортного засобу. Конструктивні та технологічні особливості системи теплової підготовки полягають в адаптації її для двигуна транспортного засобу (ТЗ), працюючого як на зрідженому газовому паливі, так і на бензині. Представлені результати експериментальних досліджень теплової підготовки двигуна ТЗ в різних експлуатаційних умовах. Використання теплового акумулятора фазового переходу в системі теплової підготовки двигуна газомоторного ТЗ, тільки при 5 °С скорочує час на нагрів охолоджуючої рідини до 50 °С на 20,6 - 49,6% і витрату бензину для забезпечення переходу на зріджене газове паливо на 29,3 - 35,4% відповідно. Проведені дослідження продемонстрували можливість для значного скорочення часу теплової підготовки та зменшення витрати палива двигуна ТЗ, працюючого на зрідженому газовому паливі та бензині, в різних умовах експлуатації.

Вступ. Метою дослідження є врахування особливостей конструкції використовуваної газової апаратури і бензинового двигуна ТЗ для здійснення його теплової підготовки з метою зниження витрати палива і поліпшення екологічних показників в умовах експлуатації. Для проведення досліджень використовували ТЗ з двигуном оснащеним системою живлення, розподіленим впорскуванням бензину, газову апаратуру використовували також з розподіленим впорскуванням.

Постановка задачі. Ставилось завдання в результаті дослідження зменшити час теплової підготовки двигуна ТЗ для переходу на газове паливо (включення подачі газового палива). Це було необхідно зробити таким чином, щоб при пуску двигуна ТЗ його живлення відразу починалося на зрідженому газовому паливі, а не на рідкому паливі (бензин). Теплова підготовка двигуна повинна була проводитися безпосередньо перед пуском від додаткового джерела теплоти (тепловий акумулятор фазового переходу) до 50 °С.

Результати досліджень.

Системи передпускового прогріву застосовуються, як перспективні індивідуальні системи отримання, накопичення, розподілу і передачі теплової енергії. Їх використовують для передпускової, при непрацюючому двигуні, та післяпускової теплової підготовки, працюючого двигуна ТЗ. Використання подібних систем стало можливим завдяки тому, що існує досить велика кількість різних апробованих і перспективних технічних рішень теплової підготовки. Крім цього в останні роки з'явилася багато різних нових типів і конструкцій систем передпускового прогріву [1-3]. Особливість роботи транспортного засобу, обладнаного газовою апаратурою, полягає в наступному. Двигун ТЗ запускається на рідкому паливі (бензині). Після прогріву охолоджуючої рідини до + 45...50 °С проводиться перемикання двигуна на живлення зрідженим газовим паливом.

Після виконання аналізу достоїнств та недоліків пристроїв забезпечення теплової підготовки для використання у зазначеній вище задачі приходимо до висновку про доцільність використання теплового акумулятора фазового переходу з зарядкою від відпрацьованих газів. Це пояснюється тим, що в реальних умовах експлуатації ТЗ існують значні теплові втрати в

навколишнє середовище. Використання цих втрат з відпрацьованими газами дозволяє підвищити ефективність роботи двигуна ТЗ [1-10].

Особливо це проявляється при забезпеченні передпускової і післяпускової теплової підготовки двигуна ТЗ [1-4].

Результати дослідження приведені в таблиці 1 (стовпці 2 і 3) для температури +5 °С наведені для порівняння параметри, що характеризують витрати часу і витрата палива на забезпечення тепловою підготовки системи охолодження двигуна ТЗ для розглянутих варіантів прогріву. Крім цього в табл. 1 (стовпці 4 і 5) показані результати використання теплового акумулятора фазового переходу для здійснення теплової підготовки в залежності від варіантів здійснення теплової підготовки. Особливість здійснення теплової підготовки полягає в тому, для всіх можливих варіантів досить забезпечити теплову підготовку всієї охолоджуючої рідини в блоці циліндрів, контурі дроселя, обігрівача салону (теплообмінника) ТЗ і газовому редукторі. Такий вид теплової підготовки забезпечує рівномірний прогрів всіх елементів теплообміну і гарантовано, після запуску двигуна, переключення на подачу в двигун зрідженого газового палива.

Таблиця 1 – Порівняння параметрів, характеризуючи економію часу і витрату палива на прогрів двигуна G4GC автомобіля KIA CEE'D 2.0 при різних варіантах прогріву

Вид (варіант) теплової підготовки		Теплова підготовка штатного двигуна ТЗ		Теплова підготовка двигуна ТЗ, обладнаного тепловим акумулятором фазового переходу	
		от 5 °С до 55 °С бензин	от 55 °С до 85 °С газ	от 5 °С до 50 °С бензин	от 50 °С до 85 °С газ
1	час, хв.	5,22	17,28	4,42 / с ТА	18,8
	паливо, кг.	0,192	0,384	0,169/ с ТА	0,407
2	час, хв.	5,29	15,23	4,20 / з ТА	16,32
	паливо, кг.	0,201	0,387	0,166 / зТА -	0,422
3	час, хв.	5,41	2,41	3,59 / з ТА -	4,3
	паливо, кг.	0,312	0,210	0,185 / з ТА -	0,337
4	час, хв.	5,11	3,37	3,41 / з ТА -	5,7
	паливо, кг.	0,365	0,251	0,195 / з ТА -	0,421

Це в свою чергу гарантує економію бензину на прогрів двигуна ТЗ. В цілому, використання теплового акумулятора фазового переходу в системі теплової підготовки двигуна ТЗ (працюючого як на зрідженому газовому паливі так і на бензині) G4GC (4FS 8.2/9.35) KIA CEE'D 2.0 5MT2 тільки при 5 °С скорочує час на нагрів охолоджуючої рідини до

50 °C на 20,6 - 49,6% і витрата бензину для забезпечення переходу на газове паливо на 29,3 - 35,4% відповідно. Дослідження проводилися для різних температур навколишнього середовища. Попередній нагрів охолоджуючої рідини може бути здійснений тільки за рахунок тепла, накопиченого тепловим акумулятором фазового переходу від теплової енергії відпрацьованих газів.

Висновки. У результаті проведених експериментальних досліджень було продемонстровано можливості для значного скорочення часу теплової підготовки і зменшення витрати палива двигуна ТЗ, що працює на зрідженому газовому паливі та бензині, в умовах експлуатації. Досягнуті позитивні ефекти можна пояснити тим, що нагрівання охолоджуючої рідини перед запуском здійснювався за допомогою теплового акумулятора фазового переходу, встановленого в системі охолодження двигуна ТЗ. Таким чином, запуск двигуна ТЗ для нагріву охолоджуючої рідини в умовах експлуатації не потрібен. Також отримана значна економія палива і часу теплової підготовки двигуна ТЗ завдяки використанню теплового акумулятора фазового переходу в ТЗ під час здійснення теплової підготовки до і після запуску. Режим №3 є найбільш раціональним з точки зору компромісу між часом теплової підготовки двигуна ТЗ від теплового акумулятора і відстанню, необхідною для прогріву транспортного засобу в русі, витрати палива і забезпечення перемикання на споживання газового палива відразу після пуску.

ЛІТЕРАТУРА

1. Gritsuk, I., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., and Volkov, V., "Improving the Processes of Preheating and Heating after the Vehicular Engine Start by Using Heating System with Phase-Transitional Thermal Accumulator," SAE Technical Paper 2016-01-0204, 2016, <https://doi.org/10.4271/2016-01-0204>.
2. Volkov V.P., Gritsuk I.V., Gutarevych, Yu. F., Aleksandrov V.D., Poddubnyak V. Yo., Prilepskiy Yu.V., Komov P.B., Adrov D.S., Verbovskiy V.S., Krasnokutska Z.I., Volkova T.V. "ICE heating systems: the basics of functioning" - Donetsk.: LANDON-XXI, 2015.- 314 p.
3. Gritsuk, I., Mateichyk, V., Aleksandrov, V., Prilepsky, Y. et al., "Features of Modeling Thermal Development Processes of the Vehicle Engine Based on Phase-Transitional Thermal Accumulators," SAE Technical Paper 2019-01-0906, 2019, <https://doi.org/10.4271/2019-01-0906>.
4. Инструкция по монтажу подогревателя редукторов AC R01 CS - электронное научное специализированное издание. https://www.ac.com.pl/pl-centrum-pobran-schematy-r01?file_id=2113&ph_kontener_glowny_B_start=file. – 19.03.2020.
5. Все разнообразие предпусковых подогревателей двигателя. <https://avto-moto-shtuchki.ru/avtotekhnika/208-podogrev-dvigatelya.html>. – 19.03.2020.
6. Aleksandrov, V., Yu, G., Gritsuk, I., Yu, P. et al., *Phase Transition Heat Accumulators for Vehicles: The Parameters of Working Processes: Monograph* (Donetsk: Publishing House "Knowledge", 2014), 230.
7. Shulgin V.V. "Vehicular thermal accumulators" - SPb .: Publishing. Polytechnic. University Press, 2005. 268 p.
8. Levenberg V.D. The accumulation of heat. - Moscow .: Nauka, 1991. - 83 p.
9. Gritsuk I.V. "The development and the study of the combined heating system of engines and vehicles", Herald of Kharkiv National Automobile and Highway University, 70: 23 - 32, 2015.
10. Погорлецький Д. Структура вимірювального комплексу для дослідження роботи транспортного засобу з двигуном, обладнанням системою впорскування газового палива, в умовах експлуатації засобами ITS / Системи і засоби транспорту. Проблеми експлуатації і діагностики : монографія / Blatnický Miroslav, Dižo Ján, Gerlici Juraj та ін.; за наук. ред. проф. Грицука Ігоря. – Херсон : ХДМА, 2019. – 442 с. : іл., табл. (укр., рос., англ. мовами) ISBN 978-966-2245-53-0, Херсон, p. 383-394.

МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯМИ СЕРИИ ME ФИРМЫ MAN B&W

Дощенко Г.Г., Наговский Д.А.

Херсонская государственная морская академия, Украина

Современные информационные и компьютерные технологии, учитывающие уникальные специфические свойства судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) как объекта микропроцессорного управления, позволяют улучшить весь комплекс конструктивных, технологических, экологических и эксплуатационных характеристик двигателей.

С начала 2000-х годов на морских судах в качестве главных двигателей начали устанавливаться малооборотные дизели с электронным управлением (англ. – Electronically Controlled Engine) серии ME, разработанные фирмой MAN B&W. В классической конструкции дизеля процессы подачи топлива в цилиндр, открытия выпускного клапана, подачи пускового воздуха, смазки цилиндра, протекающие в функции угла поворота коленчатого вала (ПКВ), реализуются с помощью распределительного вала [1,4].

Серия ME (E – обозначает электронное управление) первоначально включала в себя судовые малооборотные дизели с диаметром цилиндра от 500 до 1080 мм, диапазон мощностей от 4000 до примерно 100 000 кВт. Одним из основных достоинств двигателей с электронным управлением является более низкий расход топлива на эксплуатационных режимах работы (в диапазоне мощности от 50 до 85 % от максимальной длительной мощности MCR). Минимальный расход топлива достигает предельной величины – 155 г/(кВт·ч). Более высокая экономичность двигателей серии ME достигается тем, что фазы и интенсивность впрыскивания топлива, а также фазы открытия и закрытия выпускного клапана являются оптимальными при всех постоянных и переходных режимах работы.

В двигателях ME предусматривается непрерывный мониторинг цилиндров двигателя и автоматическое поддержание одинаковой нагрузки по всем цилиндрам. Это повышает надежность работы двигателя в целом и увеличивает периоды между осмотрами цилиндров [2,4].

В двигателях с электронным управлением распределительный вал отсутствует, а его функции возложены на микропроцессорную систему управления, входным сигналом которой является сигнал от электрического датчика положения коленчатого вала дизеля. В таком двигателе микропроцессорная система управления на основе информации об угловом положении коленчатого вала и с учетом заданного двигателю режима работы выполняет следующее:

- формирует управляющее воздействие в ТНВД, задающее момент начала подачи топлива в цилиндры, цикловую подачу топлива и закон подачи топлива в функции угла ПКВ;
- при пуске дизеля формирует управляющее воздействие, задающее порядок открытия пусковых клапанов цилиндров, моменты и длительность их открытого состояния, заменяя тем самым распределитель пускового воздуха в обычном дизеле;
- формирует управляющее воздействие на открытие и закрытие выпускного клапана в функции угла ПКВ;
- формирует управляющее воздействие в лубрикаторы цилиндрической смазки (так называемый "альфа-лубрикатор").

Система управления двигателем (ECS) обеспечивает также управление вспомогательным оборудованием – дополнительными воздухоподогревателями и насосами,

обеспечиваючими гидравлическую часть системы управления дизеля рабочей средой (маслом) под давлением 200 бар [2].

Общая схема системы управления двигателем типа ME приведена на рисунке 1.

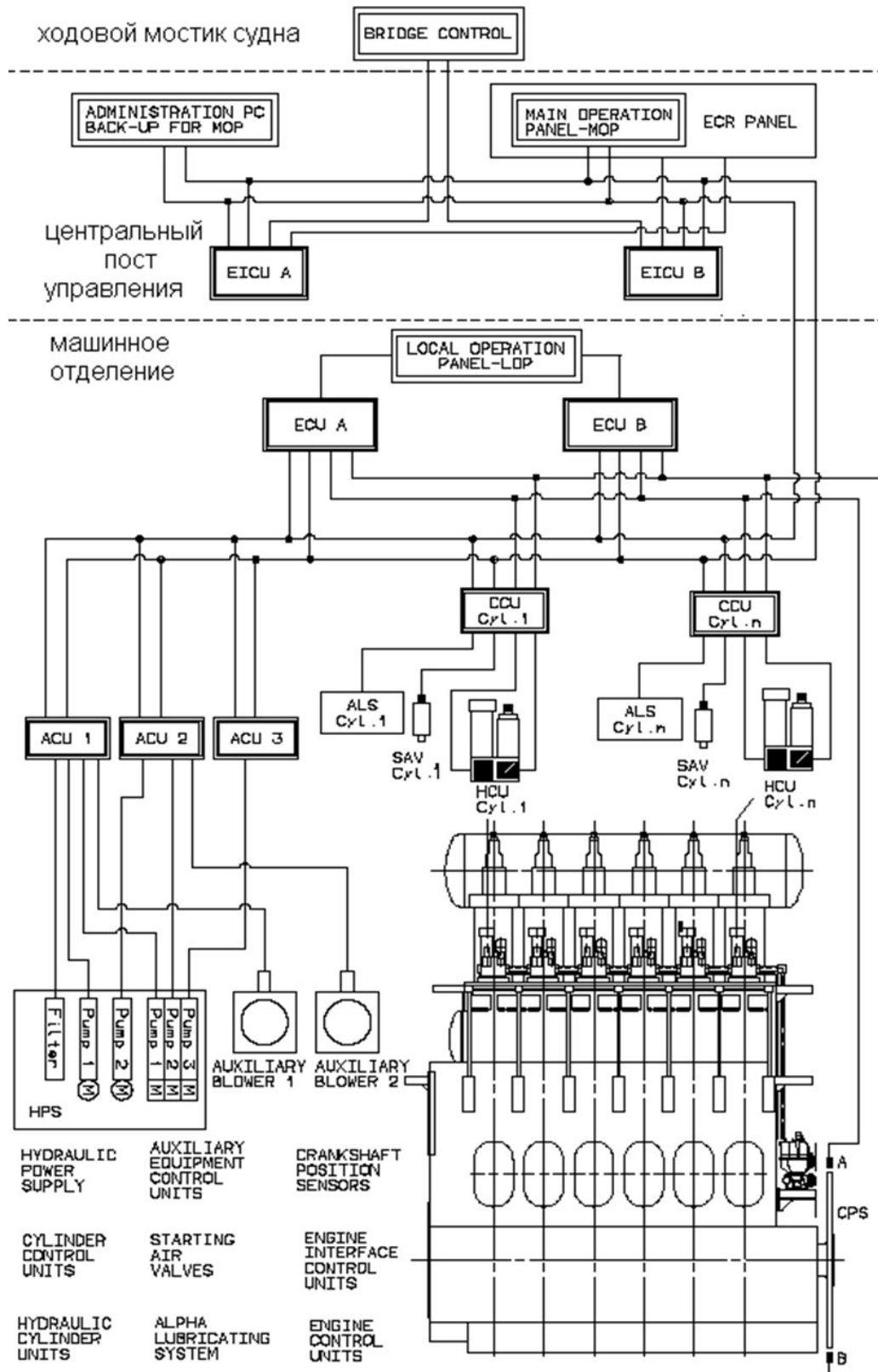


Рисунок 1. Система управления двигателями ME

Все блоки системы управления двигателем являются однотипными микропроцессорными блоками, построенными на основе многоцелевого контроллера MPC 1142075-2 или MPC-10 1882134-4 (MPC – Multi Purpose Controller) и одинаково конструктивно оформлены (рис. 2) [3].

Система управления двигателем (ECS) состоит из набора контроллеров, где ниже кратко описаны их функции:

- EICU (Engine Interface Control Unit) – блок управления интерфейсом двигателя, который обрабатывает интерфейс с внешними системами.

- ECU (Engine Control Unit) – блоки управления двигателем, которые выполняют функции управления двигателем: скорость двигателя, режимы работы и последовательность запуска.

- ACU (Auxiliary Control Unit) – вспомогательные блоки управления, которые управляют насосами блока HPS и вспомогательными вентиляторами.

- CCU (Cylinder Control Unit) – блок управления цилиндрами, формируются электрические сигналы управления, поступающие на электрические клапаны.

Они объединены в локальную вычислительную сеть, которая для надежности продублирована (см. рис. 1).



Рисунок 2. Компонировка блоков системы управления двигателя ME в машинном отделении судна

Блоки CCU не дублированы, поэтому отказ блока вызывает выключение соответствующего цилиндра из работы. Вместе с тем, замена отказавшего блока может быть выполнена без остановки двигателя, с последующим автоматическим включением цилиндра в работу. Такой результат достигается, благодаря MPC-10 1882134-4, который разработан и запрограммирован специально для определенного типа двигателя. При этом, для избежания влияния помех и электрических наводок, контроллер использует оптоволоконные каналы связи, а «горячая замена» организована на стандартах CAN.

Новый универсальный блок управления MAN B&W Diesel MPC Module 1142075-2 REV 1.62 показан на рисунке 3, блок состоит из нескольких слоев печатных плат с сотнями компонентов.



Рисунок 3. Внешний вид универсального блока управления MAN B&W Diesel MPC Module 1142075-2 REV 1.62

Система управления двигателем (ECS) контролирует наличие и параметры сигналов, поступающих от двух тахо-систем, состояние клапанов (с помощью датчиков их положения), электрических усилителей, управляющих этими клапанами. При нарушениях в их работе подача топлива в соответствующий цилиндр и управление его выпускным клапаном прекращаются до устранения неисправности. Если одна из тахо-систем неисправна, то осуществляется автоматический переход на вторую тахо-систему. Если неисправны обе тахо-системы, то двигатель останавливается. Во всех случаях на монитор поста управления выводится аварийное сообщение [3].

В то же время, разработка и применение новых систем управления процессами в современных судовых дизельных установках позволила создать определенный технический задел, обеспечивающий удовлетворение огромным паркам дизелей различного назначения возросших экологических требований в течение ближайшего десятилетия.

ЛИТЕРАТУРА

1. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. / И.В.Возницкий, А.С.Пунда – М.:МОРКНИГА, 2010.- 260 с.
2. В. А. Лашко Перспективы развития интеллектуальных поршневых ДВС. // Ученые заметки ТОГУ. – Том 5. – № 1, 2014. – С. 260 – 287.
3. Rolsted H. MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges [Текст]./ Rolsted H. // Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 2010. – 86 p
4. Суднова система управління двигуном фірми MAN-B&W // Г.Г. Доценко, Д.А.Наговський, Матеріали 8-ої Міжнародної науко-во-практичної конференції «СЕУТТОО-2017». – Херсон: ХДМА. – 2017. – С. 62-64.

СПРОЩЕНЕ УПРАВЛІННЯ ЕЛЕКТРОРУШІЯМИ СУДНА ТИПУ PSV

Наговский Д.А., Дощенко Г.Г.
Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Електрорух дедалі становиться предметом наукових досліджень із різними критеріями оптимізації цього процесу. В морській галузі процеси управління, швидкість та точність управління електроприводом рушійних установок судна на сьогоднішній день займають чи не найвищий щабель популярності.

Актуальність досліджень. Сучасні дослідження все більше поглиблюються у рамках управління асинхронними електричними машинами, а саме використання частотних перетворювачів, управління ними [1, 2]. Наука – річ багатовимірна, а стандарти виробництва нині диктують свої умови для її розвитку. Але, якщо розглянути проблему управління електричною машиною від самого початку, можна побачити зовсім інший шлях розвитку систем управління електрорушійними, особливо для суден DP, до яких відноситься тип PSV тощо.

Постановка задачі. Отже, з огляду на актуальність теми, має місце просте управління електроприводом, з використанням простих та надійних елементів системи управління, які підлягають належному, але нескладному обслуговуванню.

Результати досліджень. Багато публікацій та досліджень [1, 2] спрямовані на управління асинхронними машинами змінного струму, що використовуються в якості приводних двигунів електрорушійних суден, зокрема суден з DP. Для управління цими машинами, зазвичай, використовуються перетворювачі частоти живлення цих електричних машин, розробляються та втілюються математичні та інші типи моделей управління перетворювачами та ін. Все це рухає науку уперед, але... Але, якщо брати до уваги цільове призначення, а саме електрорух судна, то можна виділити ряд недоліків вже стандартної системи управління приводом електрорушійних:

- перетворювачі частоти фізично займають чимало місця на досить невеличкому судні (якщо беремо до уваги PSV),;
- перетворювачі частоти для високої напруги створюють ряд шкідливих гармонік, що негативно впливають на інше суднове електрообладнання, незважаючи на фільтрацію. Фільтри також займають чимало місця.
- Ті ж перетворювачі частоти є дорогим конструктивним елементом і складні в плані технічного обслуговування, мають проблеми з охолодженням тощо.

З огляду на механічну характеристику асинхронної машини (рис .1), процес управління нею та математичний опис цього процесу є складним.

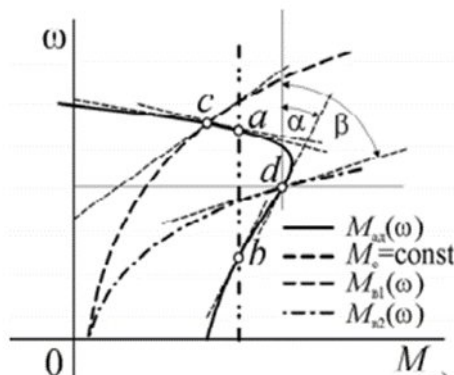


Рисунок 1. Механічна характеристика асинхронного двигуна

На рис. 1. показана механічна характеристика АД і кілька видів характеристик навантаження. При статичному навантаженні з постійним моментом, що перевищує величину пускового моменту АД, в приводі існують дві точки статичної рівноваги - а і б. Точка а розташовується на ділянці з негативною жорсткістю, тому для неї умова стійкості виконується, а для точки б немає, тому що жорсткість характеристики АД тут позитивна, а жорсткість характеристики навантаження дорівнює нулю. Тому ділянку характеристики від точки холостого ходу до точки перекидання називається ділянкою сталої роботи або робочим ділянкою. Однак визначення робочого ділянки за ознакою стійкості некоректно, тому що в разі вентиляторної навантаження з великим коефіцієнтом k робоча точка d розташовується нижче точки перекидання, але вона є статично стійкою, в чому легко переконатися по кутах нахилу дотичних α і β [3].

Отже, при жорсткість характеристики, а отже і точність, швидкість та складність управління залежить від типу навантаження АД. Це теж складно назвати перевагою.

Тому для досягнення поставленої мети пропонується використання двигунів постійного струму. Двигуни постійного струму є значно простішими в процесі управління, лінійно реагують на навантаження, не залежать від типу навантаження. Механічна характеристика зображена на рис.2 і описується рівняннями (1) і (2):

$$M = \frac{z_p N}{2\pi a} I\Phi = cI\Phi, \quad (1)$$

$$\omega = \frac{U}{C\Phi} - \frac{r}{(C\Phi)^2} M, \quad (2)$$

де z_p – число пар полюсів двигуна;

N – число активних провідників обмотки якоря;

a – число паралельних гілок обмотки якоря;

Φ – магнітний потік;

ω – кутова швидкість обертання якоря;

I – струм якоря;

r – опір кола якоря.

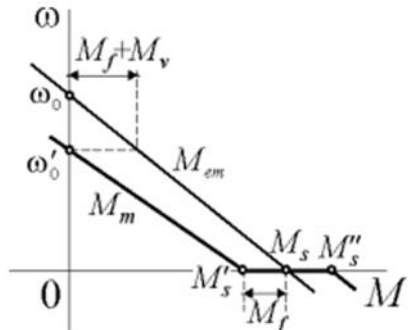


Рисунок 2. Механічна характеристика двигуна постійного струму

Слід мати на увазі, що момент, який входить в рівняння механічної характеристики, є електромагнітним моментом M_{em} , а не моментом на валу двигуна M_m (рис. 2). Момент на валу відрізняється від нього на величину моменту сухого тертя M_f , створеного підшипниками і щітками, а також на величину моменту вентиляційних втрат M_v , до яких можна додати також втрати в сталі якоря, тому що обидва види втрат є приблизно квадратичними функціями від

швидкості обертання. Вважаючи вентиляційні втрати досить малими, щоб можна було знехтувати нелінійністю характеристики $\omega = f(M_m)$, ми отримаємо її у вигляді, показаному на рис. 2. Точка холостого ходу зміщується пропорційно сумарним моменту втрат, а при нульовій швидкості характеристика має розрив, відповідний подвійній величині моменту тертя [3].

Тож, наведено давно визначений факт, виходячи з рис.2, видно, що управляти швидкістю обертання якоря двигуна постійного струму значно простіше, ніж АД.

Тому структурна схема електроприводу електрорушіїв судна з використанням двигуни постійного струму буде мати вигляд:

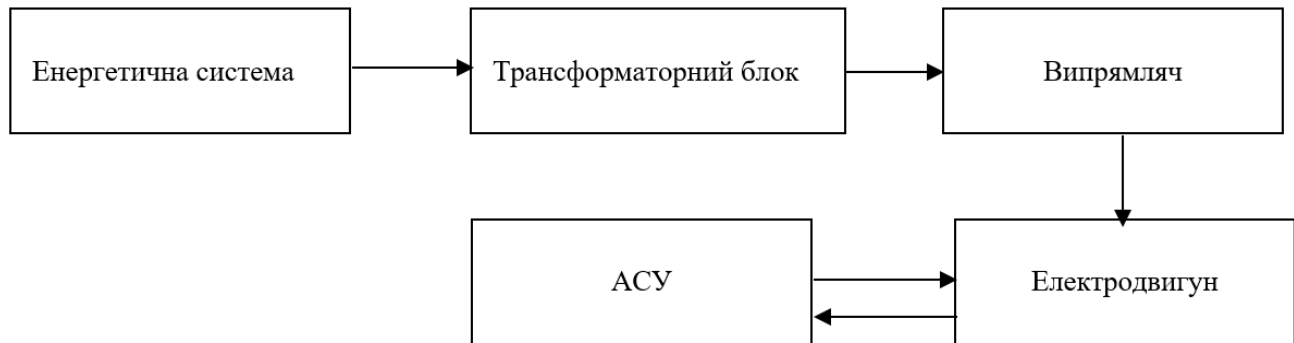


Рисунок 3. Структурна схема електроприводу рушіїв судна з ДПТ

Випрямлячі займають значно менше місця та потребують значно менше експлуатаційних затрат, ніж перетворювачі частоти. Подібну схему вже використовують китайські суднобудівні компанії при побудові суден типу PSV.

Висновки. Для забезпечення спрощення процесу технічного обслуговування електрооруху суден типу PSV, запропоновано використовувати більш результативне та прозоре управління, використовуючи при цьому двигуни постійного струму.

ЛІТЕРАТУРА

1. Nahovskyi D. A. Control methods of vessel's thruster at changing operate conditions / D. A. Nahovskyi, G. G. Doschenko. // Вісник Херсонської державної морської академії. – 2019. – №2(1). – С. 224–233..
2. The propulsion system problems on offshore vessels // D.A.Nahovskyi, G.G.Doschenko, International periodic scientific journal // Scientific World. - Issue №14, Volume №3, October 2017. — INDEX COPERNICUS, ISSN 2227-6920, DOI: 10.21893/2227-6920, Yolnat PE, Minsk, Belarus, - 2017. – P. 14 – 21.
3. Усольцев А.А. Электрический привод/Учебное пособие. СПб: НИУ ИТМО, 2012, – 238 с.

ПЕРЕДУМОВИ НЕОБХІДНОСТІ ТЕОРЕТИЧНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА ДВИГУНАМИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ КАР'ЄРНИХ АВТОСАМОСКІДІВ З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ ПРИ РУСІ В РЕЖИМІ ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНОГО ГАЛЬМУВАННЯ

Монастирський Ю.А., Максименко І.С.
Криворізький національний університет, Україна

Сучасні комбіновані транспортні системи залізрудних кар'єрів передбачають транспортування автомобільним видом транспорту руди на перевантажувальні пункти інших видів транспорту, як з нижніх горизонтів до гори, так і з верхніх горизонтів вниз. В зв'язку з великою різноманітністю умов експлуатації, постійної модернізації рухомого складу заводами-виготовлювачами, відносно малою кількістю машин на підприємствах (в основному до 10, винятково до 50 одиниць) нормативних витрат палива для кар'єрних автосамоскидів тієї чи іншої вантажопідйомності практично не існувало. Кожне підприємство на основі своїх статистичних даних встановлювало свої нормативи, які для інших підприємств застосувати практично не можливо внаслідок вказаних факторів впливу. До недавнього часу, кар'єрні автосамоскиди на глибоких (більше 100 м) кар'єрах використовувалися для транспортування гірничої маси виключно знизу до гори, тому норми витрат та методики визначення витрат палива базувалися на класичних формулах теорії автомобіля або на основі емпіричних закономірностей, встановлених на окремих підприємствах.

Основний кар'єрний автосамоскид, який використовуються на залізрудних кар'єрах України - БЕЛАЗ-75131 має електромеханічну трансмісію, яка забезпечує ефективні тягові та гальмівні властивості при транспортуванні гірничої маси в кар'єрах. Для визначення витрат палива при русі зверху вниз в існуючих методиках застосовується коефіцієнт, яких дорівнює 0,2 чи 0,25 відповідно при русі порожнього чи при завантаженого автосамоскиду від витрат палива при русі знизу до гори, який визначається на основі формул теорії автомобіля, тягових характеристик автосамоскиду та паливних характеристик двигунів внутрішнього згорання. Загалом такого припущення достатньо для більш-менш точного визначення лінійних витрат палива для нормування, контролю та планування потреб у паливі.

Зараз все більше уваги приділяється зниженню витрат палива, у тому числі за рахунок підвищення майстерності операторів кар'єрних автосамоскидів. Враховуючи те, що кар'єрний автосамоскид вантажопідйомністю більше 100 тон є достатньо складною, громіздкою машиною, яка витрачає до 100 л/год палива гірничі підприємства, з метою економії ресурсів при навчанні, розглядають можливість та вже закупляють тренажери для підготовки операторів кар'єрних автосамоскидів. Тренажери дозволяють моделювати рух автосамоскида в різних умовах гірничих підприємств, але не мають програмного забезпечення для моделювання витрат палива в залежності від особливостей управління машиною оператором. Це в першу чергу обумовлено відсутністю методики визначення витрат палива при русі з гори до низу, коли для роботи в режимі електродинамічного гальма на тягові електродвигуни необхідно подавати певну кількість електричної енергії від двигуна внутрішнього згорання. На відміну від автомобілів з механічною трансмісією ДВЗ кар'єрного автосамоскида з електромеханічною трансмісією працює не з нульовою витратою пального, а з витратами, які залежать кількості енергії, яка необхідна для забезпечення роботи тягових електродвигунів в генераторному режимі і яка залежить від швидкості руху, потрібного сповільнення, маси автосамоскиду, інших дорожніх та гірничо-технічних чинників.

Отже, існують об'єктивні передумови розробки методики визначення витрат палива двигунами внутрішнього згорання кар'єрних автосамоскидів при русі в режимі електродинамічного гальмування шляхом врахування особливостей роботи електромеханічної трансмісії в даному режимі та використання її в тренажерах.

ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ПРИСАДКИ DFC2020

¹Фалендиш А.П., ²Вихопень І.Р., ¹Клецька О.В., ¹Кіріцева О.В.
¹ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», Україна
²Український державний університет залізничного транспорту, Україна

Одним із ефективних способів безрозбірної діагностики технічного стану двигунів внутрішнього згоряння є визначення параметрів їхньої роботи. Для відображення максимально повної картини обов'язково враховують екологічні показники роботи ДВЗ.

Метою проведення еколого-енергетичних випробувань маневрового тепловозу типу з дизелем Д211 потужністю 552 кВт (750 к.с.) було визначення впливу присадки DFC2020 на технічний стан його дизельного двигуна, та відповідність екологічних параметрів його роботи до норм прописаних в нормативних документах .

Основними параметрами, що фіксувались в процесі проведення випробувань були: атмосферний тиск, температура навколишнього середовища, відносна вологість повітря, витрата палива, концентрація оксиду вуглецю (CO), концентрація вуглеводнів (CH), концентрація оксидів азоту (NO_x), концентрація кисню (O₂), димність [1, 2]. Дані отримані під час випробувань, були оброблені шляхом проведення розрахунків для визначення питомих викидів шкідливих забруднюючих речовин з випускними газами дизеля тепловозу (таблиця 1).

Таблиця 1 – Питомі викиди забруднюючих речовин дизелем тепловозу

№ Режиму	e(CO), г/(кВт·год)	e(NO _x), г/(кВт·год)	e(CH), г/(кВт·год)	e(етч), г/(кВт·год)
1	8,193976	9,49401846	1,978035	0,19070158
2	14,89424	9,922773702	2,199539	0,410968674
3	17,86924	17,12121678	3,753691	2,508574661
4	12,77386	22,15518169	5,415088	4,426228602
5	11,66539	22,83574303	7,389619	14,51992538

З метою оцінки відповідності екологічних параметрів роботи дизеля маневрового тепловозу, було розраховано середньо-експлуатаційні питомі викиди, та проведено порівняння з нормами [3].

Результати порівняння розрахункових середньо-експлуатаційних питомих викидів маневрового тепловоза показали, що при використанні присадки спостерігалось зменшення викидів вуглецю та вуглеводнів та збільшення викидів оксидів азоту. При цьому, не залежно від використання присадки концентрація оксиду вуглецю, вуглеводнів та оксидів азоту знаходилась в допустимих межах. Димність в обох випадках перевищувала норму.

ЛІТЕРАТУРА

1. Тартаковський Е.Д., Фалендиш А.П., Грищенко С.Г., Сергієнко М.І. Методичні вказівки з підготовки і проведення приймальних випробувань тягового рухомого складу та його складових. Київ: ТОВ «Швидкий рух». 2005. 80 с.
2. Програма-методика еколого-енергетичних випробувань дизеля тепловозу ТГМ4 при використанні присадки дизельного палива DFC2020. Харків: Український державний університет залізничного транспорту. 2018. 16 с.
3. ГСТУ32.001-94 Викиди забруднюючих речовин з відпрацьованими газами тепловозних дизелів. Норми та методи визначення. [Чинний від 2015-05-25]. Вид. офіц. Київ: Міністерство інфраструктури України, 2015. 15 с.

ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ВИТРАТИ ПАЛИВА МАНЕВРОВИМ ТЕПЛОВОЗОМ

¹Вихопень І.Р., ²Гатченко В.О., ³Клецька О.В., ³Кіріцева О.В.
¹Український державний університет залізничного транспорту, Україна
²Державний університет інфраструктури та технологій, Україна
³ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», Україна

Основним і незмінним паливом для тепловозних енергетичних установок було і залишається дизельне пальне. В наслідок того, що витрати на паливо складають порядку 40-70% від загальних витрат експлуатацію тепловозів, підвищення паливної економічності тепловозних дизелів залишається однією із найважливіших задач для вирішення [1].

Об'єктом випробувань є маневровий тепловоз з дизельним двигуном Д211 потужністю 552 кВт (750 к.с.). Тепловоз знаходиться у технічно справному стані, робота дизеля відбувається з використанням дизельного палива та змащувальних матеріалів передбачених в технічних умовах дизеля. Технічне обслуговування тепловозного дизеля та тепловозу в цілому проводиться своєчасно, згідно норм ТО, ПР та КР затверджених для даного рухомого складу з врахуванням регіону експлуатації.

Випробування проведені згідно розробленої методики випробування [2, 3] та із застосуванням стандартних методів визначення витрати палива. Застосовані методи випробувань ґрунтуються на визначенні експлуатаційних параметрів, їх розрахунку та порівняння з допустимими значеннями та визначення викидів забруднюючих речовин з відпрацьованими газами дизелем маневрового тепловозу.

Основними параметрами, що фіксувались в процесі проведення випробувань були: атмосферний тиск, температура навколишнього середовища, відносна вологість повітря, витрата палива, концентрації оксиду вуглецю, вуглеводнів, оксидів азоту, кисню і димність.

Окрім вище перелічених параметрів для визначення яких потрібним є використання переносних автономних засобів, також відбувався контроль параметрів роботи тепловозу згідно штатних приладів. Випробування проводились в два етапи, а результати обробки даних отриманих під час випробувань приведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Об'ємна витрата палива дизелем тепловозу

Позиція контролера машиніста	Температура повітря навколишнього середовища $t_{пов.}, ^\circ\text{C}$		Витрата палива на n -ій позиції положення ручки контролера машиніста, л/год	
	1-ий етап	2-ий етап	1-ий етап	2-ий етап
0	+18	+9	9,244	7,654
2			10,952	10,263
4			20,546	16,917
6			23,569	22,310
8			31,455	29,877
2н			26,197	24,919

ЛІТЕРАТУРА

1. Безюков О.К., Ерофеева Е.В., Жуков В.А. Динамика энергетических ресурсов и повышение эффективности их использования. Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2015. №1(214). С.41-48.
2. Гартаковський Е.Д., Фалендиш А.П., Грищенко С.Г., Сергієнко М.І. Методичні вказівки з підготовки і проведення приймальних випробувань тягового рухомого складу та його складових. Київ: ТОВ «Швидкий рух». 2005. 80 с.
3. Програма-методика еколого-енергетичних випробувань дизеля маневрового тепловозу при використанні присадки дизельного палива DFC2020. Харків: Український державний університет залізничного транспорту. 2018. 16 с.

MARINE FUEL MANAGEMENT ASPECTS AND OPERATIONAL ISSUES

Dzygar A.K., Pogorletsky D.S., Gritsuk I.V., Khudiakov I.V., Chernenko V.V.
Kherson State Maritime Academy, Ukraine

Introduction. No doubt that started on 1-st January 2020 global reduction Sulphur content till 0.5 % of marine fuel bunker will give good result to reduce air pollution. As per IMO preliminary calculation that overall Sulphur oxide emissions from ships expected to drop 77%. Also expected very positive impacts on human health and diseases such as premature deaths, cardiovascular, respiratory and pulmonary will be reduced.

Ship`s systems using new generation fuel may be affected, such as engines, boilers, purifiers, filters, tanks, heat exchangers, bunker and transfer systems.

Composition of new compliant fuel from fuel manufacturers and supplier very often remains unknown, and technical problems are appeared more frequent. These concerns are: compatibility / stability, combustion / ignition qualities, cat fines, unexpected or unusual fuel density and viscosity compositions, cold flow properties, flash point, low viscosity, low sulphur content, e.t.c.

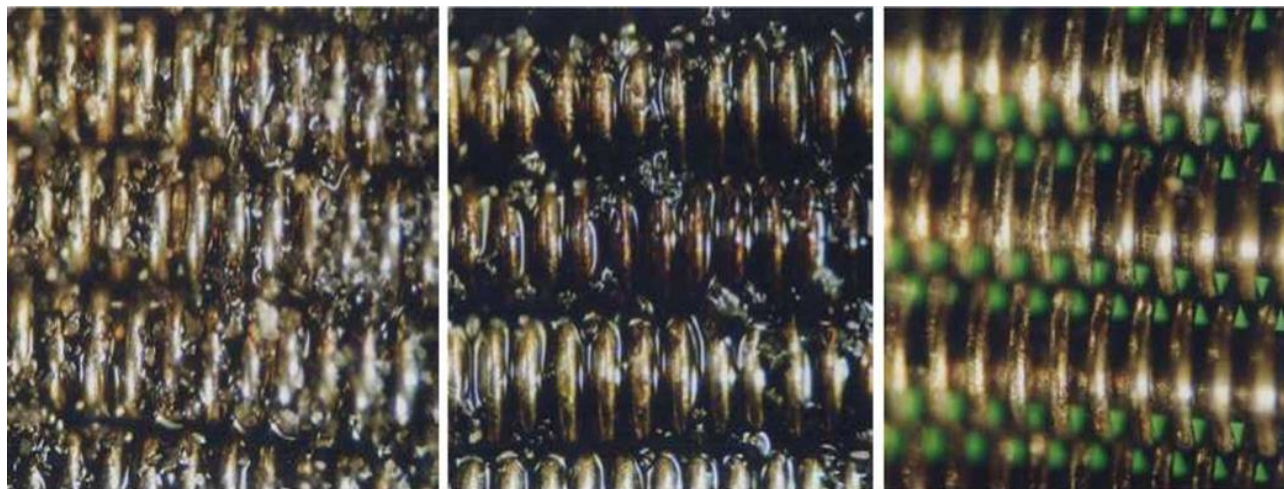


Figure 1. Left: Asphaltenes and cat-fines retained on the upstream side of a 25 micron mesh; Middle: More asphaltenes on the downstream side of this 25 micron mesh; Right: The same mesh after washing with distillate fuel



Figure 2. A magnification of cylinder liner walls showing typical accelerated wear marks due to Cat Fines and a cluster of Cat Fine particles embedded in the surface

In time of the marine industry gains experience in use of IMO 2020 compliant fuel other issues may arise.

Formulation of the issue. Ships` owners had time to decide which way choose to be complied with MARPOL Annex VI, reg.14, and it was very drastically reduction of Sulphur limit in fuel [1].

Finally, three options with some variations had been chosen till due date 01-st January 2020 (ref. Figure 3):

- consumption compliant fuel oil, 0.5% Sulphur (VLSFO) by single fuel Engines (MC/ME/-C types of Engines);
- consumption by dual fuel Engines (ME-GI, ME-LGI types of Engines) compliant oil: LNG, Ethane, LPG & 0-0.5% S fuel);
- consumption 0-3.5% S fuel + Scrubber by MC/ME/-C types of Engines.

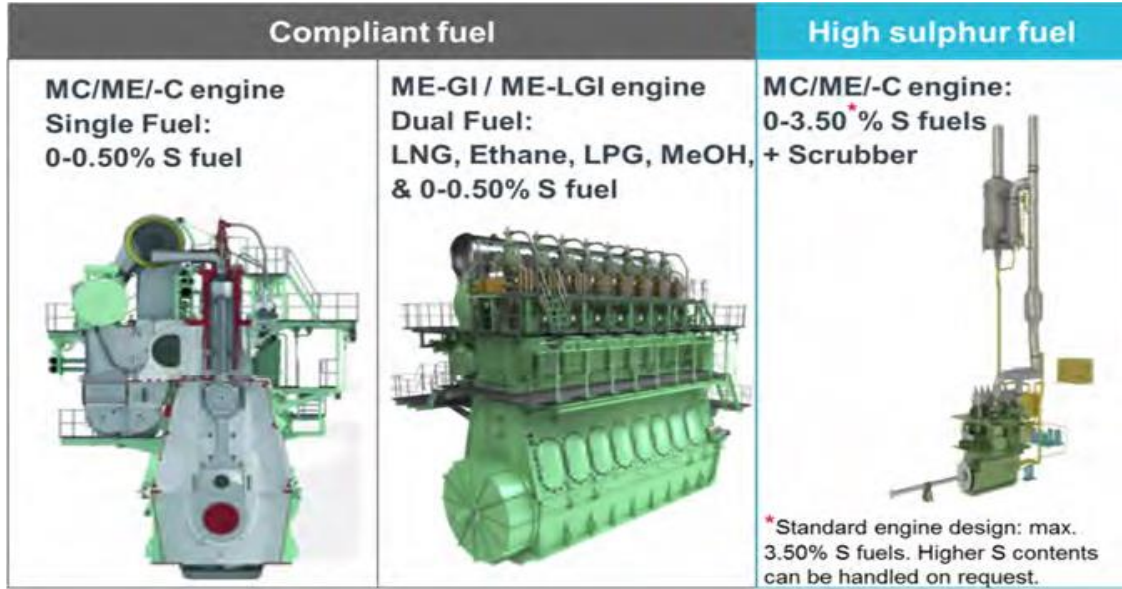


Figure 3. Options to be complied with MARPOL Annex VI, reg.14

Each option has positive and negative aspects:

Table 1 – Fuel characteristics

Option	Positive	Negative
Consumption compliant fuel oil, 0.5% Sulphur (VLSFO) by single fuel Engines (MC/ME/-C types of Engines);	<ol style="list-style-type: none"> 1. Minimum investment for change over to compliant Fuel Oil 0.5% Sulphur; 2. Upgrading engines and machinery is not required; 3. Same crew can run ship without additional training; 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Fuel oil price is HIGH, in some region VLSFO is not available or very HIGH price; 2. Possibility wearing or damage of engine parts due to Cat fines and purification problems due to non-compatible grades of fuel oils; 3. Investment to new generation purifier and equipment for monitoring wearing liners and piston rings; 4. Cylinder oils with appropriate TBN should be used;
Consumption by dual fuel Engines (ME-GI, ME-LGI types of Engines)	<ol style="list-style-type: none"> 1. Compliant fuel may be used without change over for ECA zones; 2. LNG may become the main shipping fuel of the future, but 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Invested new generation engines for newbuilt ships or upgraded engine for ships in operation; 2. Boiler fuel oil system and burner had been upgraded; 3. Ship`s bunkering and storage fuel system had been upgraded;

compliant oil: LNG, Ethane, LPG & 0-0.5% S fuel	due to expensive it will be not soon;	4.Basic training, model courses 7.13 for crew and advanced training for all officers and other personnel, model course 7.14, subject to the IGF code required. 5.Equipped for bunkering ports are not available in some areas;
Consumption 0-3.5% S fuel + Scrubber by MC/ME/-C types of Engines	1. Allow operators to continue using the cheap, abundant residual fuels they already know well; 2. Scrubbers already in operation have proven capability to handle of high levels of Sulphur in fuel; 3.Dry Scrubbers with sodium-based sorbent the final exhaust released in compliant with all emissions regulations are available already.	1.ECA zones change over required; 2. Scrubbers are required investment, space close to ship`s funnel, additional equipment in ER, tank for close loop system (increasing number of forts with local requirements to use only close loop Scrubbing system); 3.Additional work load for maintenance and operation Scrubber, and monitoring, correct recording scrubbing process due to ship under focus of PSC & MARPOL;

Analysis of the results achieved

Consumption of Fuel Oils [1, 2, 3, 7]:

ULSFO 0.10% S – due to ECA requirements (expected new local zones) will continue to be used, and appearing in the market new fuels within range 0.10 Sulphur. Mostly fuel oils are distillates, but also in market is gas oil blended with residual oil. Additional operation precautions required to use distillate oil due to low viscosity, especially for fuel system components. Stability, compatibility, purification problems, and contamination are related to blended fuel oils.

VLSFO 0.50% S – to be in compliant the 0.50% Sulphur cup possible to blend refinery residual product up to 40% with low Sulphur distillate oil. In result the fuel oil is compliant good quality oil, but with compatibility and stability problems. Consumption fuel oil in past years in ECA and since 01.01.2020 already shown:

- intensive wearing of cylinder liners due to cat fines. Required additional control and lubricating oil laboratory for monitoring wearing;
- purification and filtration problems due to incompatibility;
- change over to new bunkered oil is always risk, required minimum contamination with previous fuel oil, which is not possible and safe. Sometime also required cleaning fuel tanks.

Heavy fuel oil (HFO) with scrubbers [3, 7] – cheapest and attractive option for many ships. Since started to use in operation the scrubbers have shown good result to handle high level of Sulphur in fuel. Corrosion of scrubbing components is main problem. Dry scrubbing system in market should partly reduce this problem. Exhaust temperature after engine is increased due to raise back pressure after turbochargers, and additional monitoring / adjustment is required.

LNG – as per ExxonMobil assessment that 12% of the fuel in 2040 year will be gas. LNG Sulphur content is well below the limit, and has clean burning properties. LNG is mostly methane, and is powerful greenhouse gas. Gas leakages, which cannot be avoided in operation are serious environmental concern, and burning LNG carbon dioxide release in atmosphere is very high. For management and operating ship`s machinery and system with LNG fuel is required very well-trained ship staff, modern equipment and calibrators to control bunkering, storage and burning processes. Due to cost of manufacture, transport, and storage regulation number of LNG ships are around 200, but expected to grow in new builds.

Result

General difficulties with new fuel oils [8]:

Instability – storage onboard, sometime for few months, due to specific ship operation is required stable fuel oils. It is related to blended fuel oils especially. The fuel is considered stable if it tends to retain its material properties over time. Unstable fuels suffer chemical changes in the short term that can cause severe operational problems: unstable distillates, unsaturated hydrocarbons become oxidized, producing resins, gums, and varnishes.

In unstable residual fuels, asphaltenes, polar, hydrocarbon molecules tend to clump together, forming sludges. These sludges are sticky and highly viscous.

Ship`s engines consuming unstable fuels can suffer risk of damage pistons, piston rings, cylinder liners due to problems with combustion, also sludge can clog filters, separators, heaters, and pipes (ref. Fig.4).



Figure 4. Incompatibility and instability of residual fuel

Incompatibility

Nevertheless, two or more fuels may be stable, but mixing them together can produce an unstable blend. This is called incompatibility of fuels (ref. Fig.5).



Figure 5. Incompatibility and instability of residual fuel

On board received bunker have to send for detail analysis to shore laboratory, and only in unavoidable situation start consumption newly received fuel oil, but at least simple compatibility check to mix new and previous fuels should be completed. Regularly cleaning bunker tanks to be included in ship`s planned maintenance plan for crew or using opportunity dry dock repair. We can expect that fuels incompatibility to grow problems for the ship`s engines since 2020-year new fuels appeared onto bunker market.

Another attention [4, 5, 6, 8]:

Temperature – Fuels have various viscosities, and as result different temperatures in engine booster fuel oil systems. Change over fuel oil procedures have to be under special attentions ship`s engineers in order to avoid thermal stress of the fuel oil precision parts such as fuel pump and injectors. Also, avoidance risk of fire due to fuel flash point temperature is important.

Cylinder oil – Lubrication of 2-stroke engines to be under special attention. Adjustment cylinder oil consumption to be carried out depend of fuel oil and maker or owner recommendation, then regularly inspection cylinder liner, piston, piston rings condition required in order to correct dozing cylinder oil (ref. Fig 6). Correct TBN of lubricating oil is necessity aspect to protect engine wearing.



Figure 6. Incorrect TBN or dosage of cylinder oil

Cat fines – VLSFO can have can fines in fuel high level. As per Fuel Standard ISO 8217 2017 content of Aluminium plus silicon limit 60 mg/kg of RMG and RMK fuels. Removing sulphur from fuel requires catalysts, which leave behind small, hard particles that can damage engines and fuel equipment. Proper purification and then filtration by modern cleaning fuel oil system is required. Level of aluminium plus silicon (cat fines) below 15 mg/kg of cleaned fuel oil is acceptable for engine consumption without risky of excessive wearing engine parts (ref. Fig.7).



Figure 7. Piston crown with broken and missing rings due to Cat Fines

Water and microbial contamination – Water can accumulate in fuel due to bunker may contain up to 0.5 % water in fuel volume and some fuels attract water. New purifier can remove water from fuel or required to operate two purifiers, one for purification and one for clarification. Remove water required to avoid corrosion of engine components. Microbial contamination can be reason blockages and corrosion.

Additional training and proper awareness for ships engineers required

Since beginning 2020 year started new phase of the marine engine fuel oil consumption, and situation will change so fast in this transition period.

Ships engineers, who finally carry out management of bunkering, storage, preparation of fuel oil such as cleaning, filtering, adjustment and maintenance engine fuel system components should be very well aware with all aspects new fuel oils.

Responsibility of ships companies' principals, technical management of ship owner in cooperation bunker suppliers, refiner industrials, shipyards, engine and marine machinery makers to provide ships engineer information regarding new fuel oils which supplied vessels for safety marine operation.

Additional training, refreshment knowledge, proper briefing of marine fuel management may need for newly in rank engineer or if expected new type engine and equipment onboard. Importance of correct recording and reporting all procedures of operating compliant fuels.

All above are essential for successfully operation of marine industry.

REFERENCES

1. MARPOL, Annex VI- Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships, Chapter 3 - Requirements for control of emissions from ships, Regulation 14 - Sulphur oxides (SO_x), [http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Sulphur-oxides-\(SOx\)-%E2%80%93-Regulation-14.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Sulphur-oxides-(SOx)-%E2%80%93-Regulation-14.aspx);
 2. The Standard Club, Blending of fuel on ship for achieving compliance with IMO 2020 regulation, <https://www.hellenicshippingnews.com/blending-of-fuel-on-ship-for-achieving-compliance-with-imo-2020-regulation/>;
 3. Maritime and Port Authority of Singapore, IMO 2020 Fuel Oil Sulphur Limit, <https://www.mpa.gov.sg/web/portal/home/singapore-registry-of-ships/about-srs-and-what-new/IMO-2020-Fuel-Oil-Sulphur-Limit>;
 4. Fuel Management and Operational Issues, written by Dmitry Kisil, Senior Loss Prevention Officer. <https://www.westpandi.com/news-and-insights/the-global-sulphur-cap-2020-fuel-management-and-ops-issues/>
 5. Petroleum Economist, Independent Analysis for Energy Leaders, IMO 2020 promises widespread disruption, <https://www.petroleum-economist.com/articles/midstream-downstream/tankers/2020/imo-2020-promises-widespread-disruption>;
 6. Reuters, Factbox: IMO 2020 - a major shake-up for oil and shipping, <https://www.reuters.com/article/us-imo-shipping-factbox/factbox-imo-2020-a-major-shake-up-for-oil-and-shipping-idUSKBN1YH1PU>;
 7. IEA, Oil 2020, <https://www.iea.org/reports/oil-2020>;
 8. EGCSA, MARPOL Annex VI – Compliance by ECGS, <https://www.egcsa.com/regulatory/regulatory-2/>;
- ALFA LAVAL, Optimizing the entire fuel line to address 2020 fuel challenges, <https://www.alfalaval.com/industries/marine-transportation/marine/marine-news/near-newsletter/optimizing-the-entire-fuel-line-to-address-2020-fuel-challenges/>.

ВПЛИВ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА ЗМІНУ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ САМОХІДНОЇ ТЕХНІКИ

Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А.

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, Україна

На сьогоднішній день актуальним завданням є створення самохідних машин спеціального призначення (дорожніх, будівельних, сільськогосподарських і т.д.) підвищеної мобільності. Під мобільністю мається на увазі здатність самохідної машини пересуватися і маневрувати на місцевості при виконанні відповідної технологічної операції з максимальним (постійним) відбором потужності від приводного двигуна. Одним з основних факторів, що визначають поліпшення показників мобільності машини, є вдосконалення характеристик мехатронних систем ходової частини самохідної машини, що має виражену тенденцію до використання безступінчатих гідравлічних трансмісій. Використання мотор-колів в трансмісіях даного типу дозволяє відмовитися від традиційного компонування ходових частин самохідної техніки, а так само використовувати активні причіпні модулі з провідними осями. Тому, дослідження зміни вихідних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом ходової частини самохідної техніки, в залежності від умов експлуатації є актуальним завданням.

Для дослідження впливу експлуатаційних умов на зміни функціональних характеристик мехатронної системи з гідравлічним приводом ходової частини самохідної техніки були розроблені методичні рекомендації щодо проведення експериментальних досліджень. Методичні рекомендації включають в себе методику визначення кількості дослідів, методику вимірювання вихідних (вхідних) параметрів гідромашин, що входять до складу мехатронної системи [1-3]. Під експлуатаційними умовами (режимами експлуатації) мехатронної системи в даній роботі розуміється змінна навантаження в приводі ходової частини самохідної техніки та змінна частоти обертання рушіїв (колів). Зміна навантаження в гідроприводі ходової системи в умовах експлуатації, характеризується перепадом тиску робочої рідини.

Досліджувана мехатронна система самохідної техніки з гідравлічним приводом ходової частини складається з регульованого насоса і двох мехатронних модулів (мотор-колів) з планетарними гідромоторами. Регульований аксіально-поршневий насос має вбудовану конструкцію запобіжних клапанів і робочий об'єм 89 см^3 . Виконавчою ланкою досліджуваної мехатронної системи є мехатронний модуль (мотор-колесо) на базі планетарного гідромотора представленого уніфікованим рядом з робочими об'ємами - $160, 320$ і 630 см^3 [4, 5].

Мехатронна система забезпечена регулятором, що забезпечує роботу двигуна (ДВЗ) самохідної машини в режимі постійної потужності. Потужність насоса підтримувалася постійною шляхом зміни параметра регулювання насоса при зміні навантаження, що визначається перепадом тиску робочої рідини в гідроприводі мехатронної системи.

При експлуатації самохідної машини частота обертання ДВЗ підтримувалася постійною за допомогою всережимного регулятора. Це дозволило провести дослідження зміни вихідних характеристик гідроприводу мехатронної системи при двох фіксованих значеннях частоти обертання приводного валу насоса (1500 і 2500 хв^{-1}).

Відомо [1, 2], що зі збільшенням параметра регулювання насоса, об'ємний η_{v1} , гідромеханічний η_{hm1} і загальний η_1 ККД насоса збільшуються. Аналіз виконаних за розробленою методикою [4, 5] експериментальних досліджень дозволяє зробити висновок, що при зміні параметра регулювання насоса e_1 в межах від $0,5$ до $1,0$, об'ємний, гідромеханічний і загальний ККД насоса змінюються в невеликих межах від $0,5\%$ до $1,5\%$ (рис. 1, а, б, с). При випробуваннях, імітація зміни навантаження при русі по пересіченій місцевості в гідроприводі

мехатронної системи ходової частини самохідної техніки здійснювалася шляхом зміни перепаду тиску Δp робочої рідини в досить великому діапазоні (7...21 МПа). Необхідно також відзначити, що у всьому діапазоні зміни параметра регулювання насоса, збільшення частоти обертання валу насоса призводить до незначного (до 3%) підвищення об'ємного ККД (рис. 1, а). При збільшенні частоти обертання насоса з 1500 хв^{-1} до 2500 хв^{-1} , гідромеханічний (рис. 1, б) і загальний (рис. 1, с) ККД насоса знижуються, змінюючись в діапазоні 2...11%.

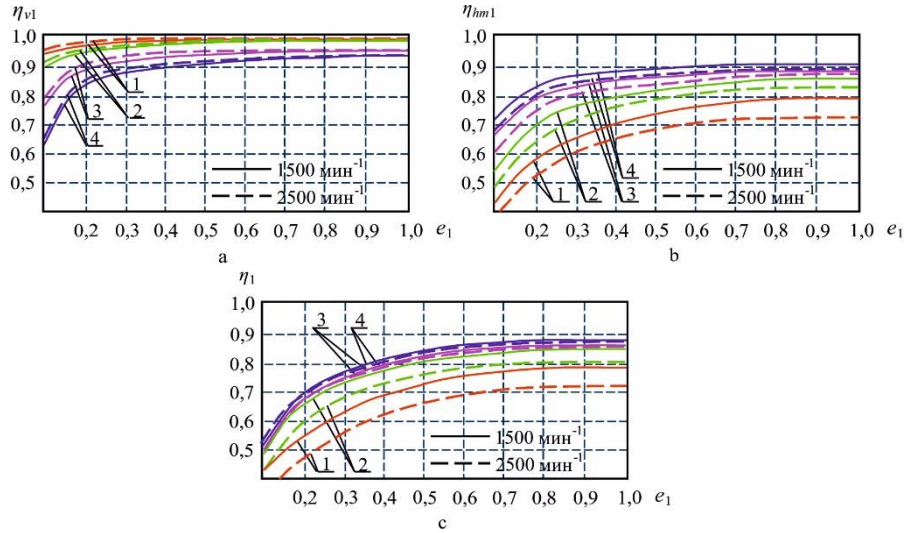


Рисунок 1. Залежність зміни ККД насоса від параметра регулювання насоса e_1 : а – об'ємного η_{v1} ; б – гідромеханічного η_{hm1} ; в – загального η_1 ; 1 – $e_1 = 0,18$; 2 – $e_1 = 0,34$; 3 – $e_1 = 0,5$; 4 – $e_1 = 0,69$; 5 – $e_1 = 1,0$

Збільшення навантаження на ходову систему самохідної техніки викликає підвищення перепаду тиску Δp в досліджуваній мехатронній системі, що призводить до зменшення об'ємного η_{v1} ККД на 5...20% (рис. 2, а). Зменшення параметра регулювання насоса $e_1 = 1,0 \dots 0,18$, викликане зміною навантаження, так само значно впливає на зменшення об'ємного ККД $\eta_{v1} = 0,99 \dots 0,8$ і підвищення гідромеханічного η_{hm1} (рис. 2, б) ККД насоса.

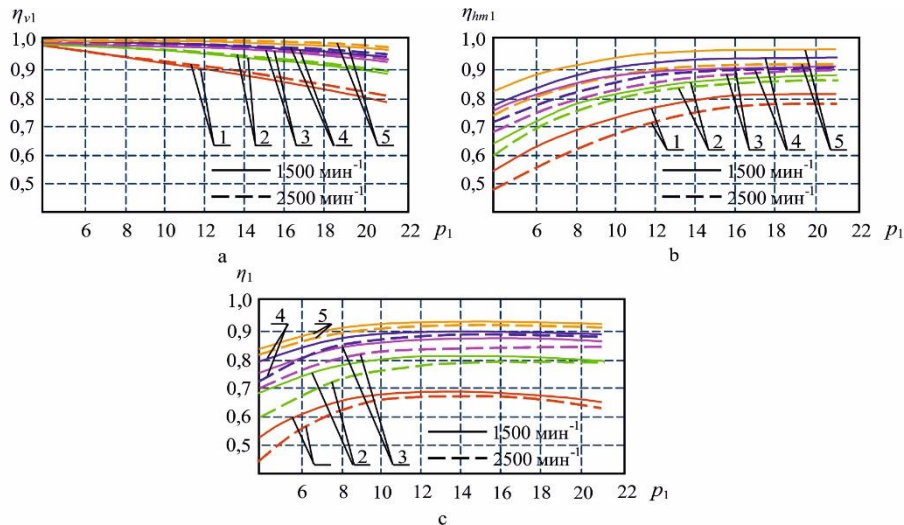


Рисунок 2. Залежність зміни ККД насоса від перепаду тиску Δp : а – об'ємного η_{v1} ; б – гідромеханічного η_{hm1} ; в – загального η_1 ; 1 – $\Delta p = 3,5$; 2 – $\Delta p = 7$; 3 – $\Delta p = 14$; 4 – $\Delta p = 21$

Загальний η_1 ККД насоса залишається практично незмінним (рис. 2, с) при збільшенні перепаду тиску Δp в мехатронній системі від 7 МПа до 21 МПа і при зміні параметра регулювання насоса e_1 від 0,5 до 1,0. Необхідно відзначити, що збільшення частоти обертання

валу насоса призводить до зменшення гідромеханічного η_{hm1} (рис. 2, b) і загального η_1 ККД насоса (рис. 2, c). При цьому об'ємний η_{v1} ККД насоса незначно підвищується (рис. 2, a). Зниження параметра регулювання насоса ($e_1 < 0,5$) призводить до зменшення загального η_1 ККД.

При зміні параметра регулювання насоса в діапазоні $e_1 = 0,5 \dots 1,0$ при частоті обертання двигуна 2500 хв^{-1} загальний η_1 ККД насоса практично не змінюється і становить $\eta_1 = 0,86 \dots 0,88$ (рис. 3, крива 1). Зі зменшенням частоти обертання валу двигуна до 1500 хв^{-1} загальний η_1 ККД насоса зростає і становить $\eta_1 = 0,8 \dots 0,9$ (рис. 3, крива 2) в діапазоні зміни параметра регулювання $e_1 = 0,5 \dots 1,0$. Це пояснюється тим, що зі зменшенням частоти обертання двигуна зростає гідравлічний η_{hm1} ККД насоса. Зі збільшенням навантажувального діапазону трансмісії, у всьому діапазоні зміни параметра регулювання насоса ($e_1 = 0,33 \dots 1,0$) при частоті обертання валу двигуна дорівнює 2500 хв^{-1} , загальний ККД насоса знижується і становить $\eta_1 = 0,8 \dots 0,83$. Причому найбільше значення загального ККД насоса ($\eta_1 = 0,83$) досягається при значенні параметра регулювання рівному $e_1 = 0,65$ (рис. 3, крива 3). Зменшення частоти обертання до 1500 хв^{-1} при значеннях параметра регулювання $e_1 = 0,33 \dots 1,0$ призводить до зростання загального η_1 ККД насоса (рис. 3, крива 4). При зміні параметра регулювання насоса в діапазоні $e_1 = 0,6 \dots 1,0$ значення загального η_1 ККД збільшується до $\eta_1 = 0,87$.

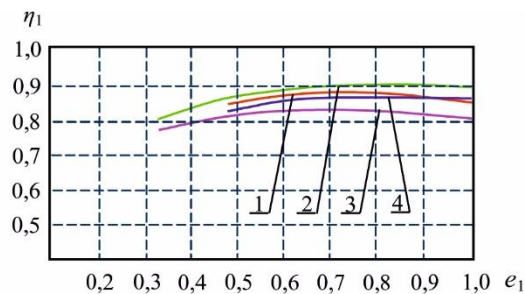


Рисунок 3. Залежність зміни загального ККД насоса від параметра регулювання e_1 : 1, 3 – при частоті обертання валу двигуна дорівнює 2500 хв^{-1} ; 2, 4 – при частоті обертання валу двигуна рівному 1500 хв^{-1}

Таким чином, для даної мехатронної системи з гідравлічним приводом ходової частини найбільш доцільними режимами експлуатації, з енергетичної точки зору, є зміни параметра регулювання насоса в діапазоні $e_1 = 0,5 \dots 1,0$, а перепаду тиску робочої рідини - $\Delta p = 7 \dots 21 \text{ МПа}$. Слід зазначити, що при цих режимах експлуатації мехатронної системи моторесурс насоса також збільшується.

ЛІТЕРАТУРА

1. Панченко А. І. [Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки](#). Техніка АПК, 2006. С. 11-13.
2. Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG. Вісник НТУ «ХПІ», 2018. № 17 (1293). С. 88-95.
3. Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата. Промислова гідравліка і пневматика, 2018. № 1 (59). С. 55-71.
4. Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Luzan P. Operating Conditions' Influence on the Change of Functional Characteristics for Mechatronic Systems with Orbital Hydraulic Motors. Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer, 2019. P. 169-176.
5. Панченко А.И., Волошина А.А. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография. Мелитополь: ИПЦ «Люкс», 2016. – 236 с.

ОСОБЛИВІСТЬ ЄДИНОЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОХОДУ «MARAN GAS ACHILLES»

Колебанов О.К.

Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Єдині електроенергетичні системи (ЄЕС) широко використовуються на пасажирських, технічних, промислових та інших судах морського і річкового флоту. До складу ЄЕС входить гребна електрична установка (ГЕУ), яка веде в роботу гребні двигуни, і суднова електроенергетична станція (СЕЕС) для живлення всіх загальносуднових споживачів. Як показує аналіз, основним джерелом електроенергії на судах з ЄЕС є дизель-генератори змінного струму.

Основна частина. На рис. 1 представлена блок-схема ЄЕС, до складу якої входять чотири головних генератора G1 ... G4 і генератор G5, що виконує функції гальма, аварійного та спеціально-го джерела, що забезпечує живучість судна. Статичні перетворювачі UZ1 і UZ2 керують роботою гребних електродвигунів M1, M2, а перетворювачі UZ3, UZ4 - електродвигунами підрулюючих пристроїв M3, M4.

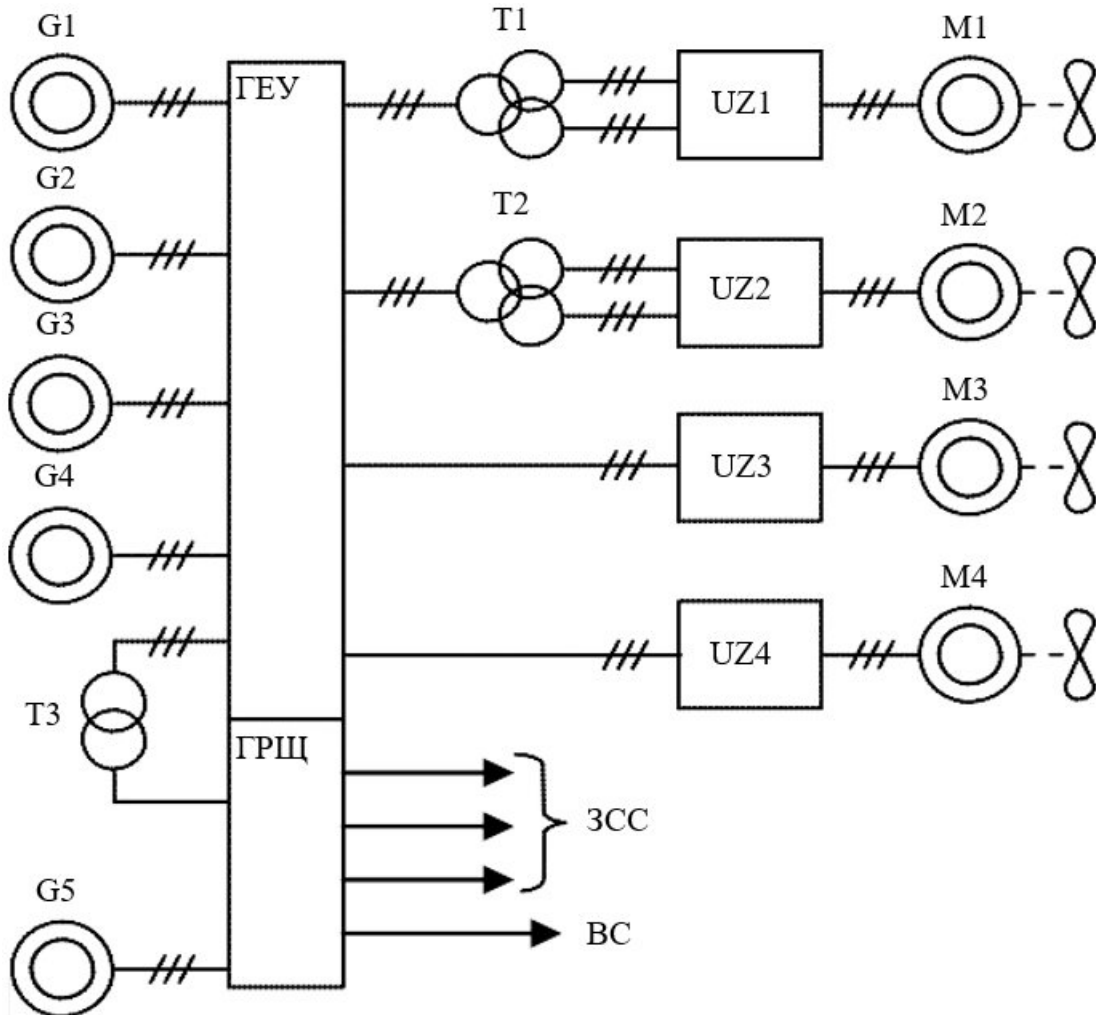


Рисунок 1. Блок-схема єдиної енергетичної системи судна

У ходовому режимі загальносуднові споживачі (ЗСС) живляться від головного розподільного щита (ГРЩ), який отримує напругу через силовий трансформатор, Т3. При

стоянці судна і в аварійному режимі живлення ЗСС забезпечується дизель-генератором G5. У ряді випадків відповідальні споживачі (BC) отримують живлення від генератора G5, що працює постійно, при цьому навантаження дизель-генератора буде змінюватися в широкому діапазоні - від номінальної до мінімальної величини.

Особливість ЄЕС полягає в застосуванні силових статичних напівпровідникових перетворювачів, які є нелінійним навантаженням. Порівняність потужності джерел і споживачів викликає істотне спотворення синусоїдальності кривої напруги в судновій мережі і негативно позначається на роботі всіх складових електростанції [1]. Застосування спеціальних схемних рішень і пристроїв дозволяє знизити значення коефіцієнта нелінійних спотворень напруги k_c до величини, що не перевищує 10%.

У зв'язку з живленням ОСП від шин ЄЕС або через понижуючий силовий трансформатор Т5, коефіцієнт нелінійних спотворень може ще більше зрости через роботу загальносуднових споживачів з нелінійними характеристиками. Це може збільшити нелінійні спотворення в силових мережах ГЕУ і для живлення систем автоматики і управління гребної установки. На рис. 2 показана блок-схема систем регулювання параметрів дизель-генераторного агрегату.

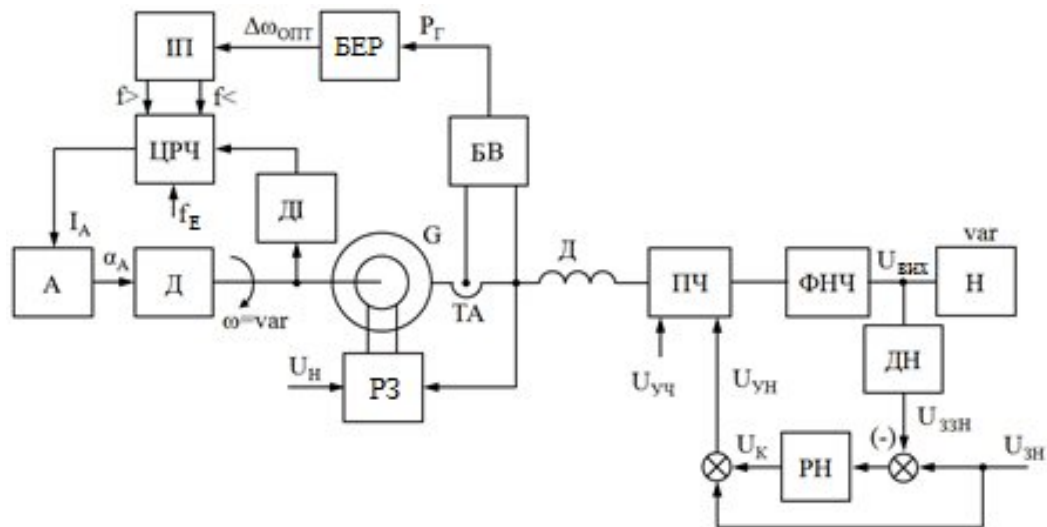


Рисунок 2. Блок-схема дизель-генератора з системами автоматичного регулювання

В системі управління частотою обертання дизеля Д використовується цифровий регулятор частоти обертання ЦРЧ, на вхід якого надходить сигнал негативного зворотного зв'язку з датчика частоти імпульсів ДІ, пропорційний частоті обертання генераторного агрегату. Регулятор контролює фактичне відхилення частоти імпульсів від заданої, яка визначається еталонним значенням f_E і оперативним впливом на частоту за двома входами $f >$ і $f <$. Регулятор частоти виробляє струм управління I_A актуатором А, пропорційний різниці заданої і фактичної частот обертання валу генераторного агрегату. Актуатором є поворотний пристрій, що складається з електромагніту і поворотної пружини. Чим більше струм в обмотці електромагніта, тим більше кут повороту α_A вихідного вала актуатора. Це буде відповідати збільшенню кількості палива, що надходить у двигун внутрішнього згорання при збільшенні його частоти обертання і моменту. При роботі установки із змінною частотою обертання на входи регулятора ЦРЧ $f >$ і $f <$ через імпульсний перетворювач П подається сигнал з виходу блоку економічного режиму БЕР. Цей блок, отримавши на вхід сигнал про активної потужності, що віддається генератором РГ, сформований в блоці вимірювання БВ, виробляє оптимальний сигнал по відхиленню частоти обертання генератора $\Delta\omega_{опт}$. Для його визначення використовується залежність

$$\Delta\omega_{OPT} = 1 - \omega_{OPT},$$

в якій значення ω_{OPT} є характеристикою економічного режиму дизеля.

Точна підтримка заданої частоти обертання дизеля забезпечує оптимальну витрату палива [4]. Зниження частоти обертання дизеля (до 75-80% від номінальної величини) призведе до зменшення частоти вихідної напруги генератора. Підтримка амплітуди напруги генератора на номінальному рівні буде забезпечено за рахунок регулятора збудження – РЗ, на вході якого порівнюється значення напруги на виході генератора і заданої напруги U_H . Для цього використовуються синхронні генератори з «високою» характеристикою холостого ходу і підвищеною номінальною напругою [5].

Система підтримки амплітуди змінної напруги на виході дизель-генератора складається з силових і керуючих пристроїв. На виході дизель-генераторного агрегату під'єднано перетворювач частоти ПЧ, особливістю якого є робота при зниженні вхідної частоти напруги до 25% від номінального значення (перетворювачі фірми Siemens та ін). На вході контролера надходять сигнали управління частотою $U_{УЧ}$, і напругою $U_{УН}$. На виході перетворювача частоти встановлено фільтр низьких частот ФНЧ, призначений для отримання синусоїдальної форми вихідної напруги, що надходить на навантаження Н.

Підтримка амплітуди змінної напруги на виході генераторного агрегату здійснюється регулятором напруги РН, на вході якого поступають напруги завдання $U_{ЗН}$ і зворотного зв'язку $U_{ЗН}$. Для отримання цього сигналу використовується датчик напруги ДН, підключений до виходу генераторного агрегату. У міру збільшення струму навантаження вихідна напруга $U_{ВИХ}$ буде знижуватися через зростання втрат у фільтрі низьких частот, а також в елементах перетворювача частоти. З допомогою на гою датчика напруги формується сигнал зворотного зв'язку по напрузі $U_{ЗН}$, який порівнюється з сигналом завдання $U_{ЗН}$, і отримана різниця надходить на вхід регулятора напруги. В результаті на виході регулятора напруги буде отримано сигнал компенсації U_K . В сигнал завдання $U_{ЗН}$ додається величина сигналу компенсації U_K , а отриманий сигнал $U_{УН}$ задає напругу для перетворювача частоти. У режимі холостого ходу, коли струм навантаження дорівнює нулю, $U_{ЗН} = U_{ОСН}$, при цьому $U_K = 0$.

Оцінка помилки по напрузі на навантаженні визначається формулою

$$\Delta U_{НАВ} = \frac{\Delta U_{\Sigma}}{(1 + K_{РН})},$$

де ΔU_{Σ} - величина падіння напруги на навантаженні при номінальному струмі без замкнутої системи регулювання;

$K_{РН}$ - коефіцієнт посилення регулятора напруги РН.

При значенні $\Delta U_{\Sigma} = 5\%$ (від U_H) при номінальному струмі навантаження і коефіцієнті посилення регулятора $K_{РН} = 10$ помилка становить $\Delta U_{НАВ} = 0,6\%$.

Висновок. Запропонована вище система управління відрізняється від класичної системи по відхиленню, що вимагає наявності датчика напруги з низьким рівнем пульсацій вихідного сигналу. У разі застосування вимірювача на базі випрямляча буде потрібно згладжує фільтр високого порядку з великою постійної часу, який помітно знизить швидкодію системи. Основна перевага запропонованої системи управління, в порівнянні з класичною системою, полягає в можливості роботи при наявності пульсацій на виході вимірювача напруги, що дозволяє відмовитися від використання додаткових фільтрів і підвищити швидкодію і точність роботи системи.

ЛІТЕРАТУРА

1. Анисимов Я.Ф., Васильев Е.П. Электромагнитная совместимость полупроводниковых преобразователей и судовых электроустановок. – Л.: Судостроение, 1990. – 264 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 372 с.
3. Климаш В.С. Вольтодобавочные устройства для компенсации отклонений напряжения и реактивной энергии с амплитудным, импульсным и фазовым регулированием // Комсомол.-на-Амуре гос. техн. ун-т. – Владивосток: Дальнаука, 2002. – 140 с.
4. Обухов С.Г., Плотников И.А. Экспериментальные исследования дизель-генераторной установки на переменной частоте вращения // Известия Томского политехнического университета. – 2015. – Т. 326, № 6.
5. Электроснабжение потребителей на судах с ЕЭС / Г.И. Коробко, В.В. Лебедев, И.Г. Коробко, С.В. Попов // Вестник ВГАВТ. – 2015. – Вып. 44.

ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Сараєва І.Ю., Воробйов О.М.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Вступ. Мета роботи – удосконалити процес діагностування механізмів двигуна, зробивши його більш достовірним, точним, інформативним і поглибленим.

Об'єкт дослідження – процес діагностування технічного стану деталей двигуна внутрішнього згорання.

Предмет дослідження – діагностичні параметри циліндро-поршневої групи і герметичності клапанів двигуна автомобіля.

Методи дослідження – за допомогою тензометричного методу вимірювання з подальшим аналогово-цифровим перетворенням сигналу виконані вимірювання діагностичних параметрів. З використанням методів математичної статистики проведена обробка експериментальних даних. З використанням теоретичних методів: аналізу, синтезу, моделювання і булевої алгебри, - формалізовано процес діагностування двигуна.

Актуальність досліджень. На сучасному етапі розвитку автомобільної техніки, її технічного обслуговування і ремонту технічна діагностика одержала своє логічне продовження у вигляді розвитку автоматизованих систем контролю. Діагностичний комп'ютер дозволяє контролювати всі електронні системи автомобіля, включаючи комплексну систему управління двигуном. Проте, існуючі діагностичні комп'ютери, що випускаються різними фірмами, такими як BOSCH, MATCO, ZECA, RIMBEX.INT та іншими, не дозволяють повною мірою продіагностувати механізми двигуна, зокрема, саму підвладну зносу і несправностям циліндро-поршкову групу (ЦПГ) двигуна.

Проблематика питання діагностики циліндро-поршневої групи та герметичності клапанів бензинових двигунів виникла давно і пов'язана, перш за все, з труднощами при постановці технічного діагнозу. В літературних джерелах, де досліджується дана проблема, вказується на наступний факт: відомі методи і засоби діагностики не дають повної інформації про технічне становище ЦПГ та герметичність клапанів бензинових двигунів, внаслідок неточності і суперечності результатів діагностування, що і дало підставу для проведення наукових досліджень [1-3].

Постановка задачі. Відповідно до поставленої мети в роботі необхідно вирішити наступні основні задачі:

- удосконалити метод діагностування циліндро-поршневої групи і герметичності клапанів бензинового двигуна;

- удосконалити систему діагностування циліндро-поршневої групи і герметичності клапанів бензинового двигуна;

- провести експериментальні дослідження розробленої діагностичної системи.

Результати досліджень. Уперше стосовно до нових моделей бензинових двигунів із двома, чотирма й п'ятьма клапанами на циліндр отримані: універсальний теоретичний закон щільності розподілу випадкової величини компресії; регресійні моделі, що описують зв'язок між частотою обертання колінчатого вала й випадковою величиною компресії, - що не суперечить фізичній сутності стохастичного об'єкту діагностування, на відміну від раніше прийнятого опису величини компресії за допомогою детермінованої функції, і дозволяє зробити більш поглиблену діагностику циліндро-поршневої групи й герметичності клапанів не тільки для окремо взятої моделі двигуна, а для широкого спектра бензинових двигунів сучасних легкових автомобілів.

Удосконалено метод діагностування циліндро-поршневої групи та герметичності клапанів двигуна шляхом оцінки технічного стану об'єкта не по одному окремо взятому діагностичному параметру, а одночасно по трьох діагностичних параметрах: різниця компресії між циліндрами, темп наростання компресії, тиск картерних газів. Це дає можливість не тільки оцінити технічний стан об'єкта діагностування, але й локалізувати несправність циліндро-поршневої групи та герметичності клапанів двигуна.

Одержали подальший розвиток: процес автоматизованої постановки діагнозу шляхом використання операцій математичної логіки над випадковими комбінаціями діагностичних параметрів, що дозволяє одержати об'єктивний висновок, який не залежить від кваліфікації фахівця, про технічний стан циліндро-поршневої групи та герметичності клапанів двигуна; математичні критерії оцінки якості діагностичного параметра, які на відміну від існуючих дозволяють оцінити чутливість, стабільність та інформативність діагностичного параметра, як випадкової величини, а не детермінованої функції.

На базі аналогово-цифрової техніки розроблено сучасний автоматизований діагностичний стенд для оцінки технічного стану циліндро-поршневої групи та герметичності клапанів двигуна автомобіля. Розроблено методику діагностування циліндро-поршневої групи та герметичності клапанів бензинового двигуна.

Умовно можна виділити кілька основних етапів процесу діагностування ЦПГ і герметичності клапанів двигуна: монтажні роботи, пов'язані з установкою датчика (рис. 1), цикл вимірів й автоматизована постановка діагнозу (рис. 2).

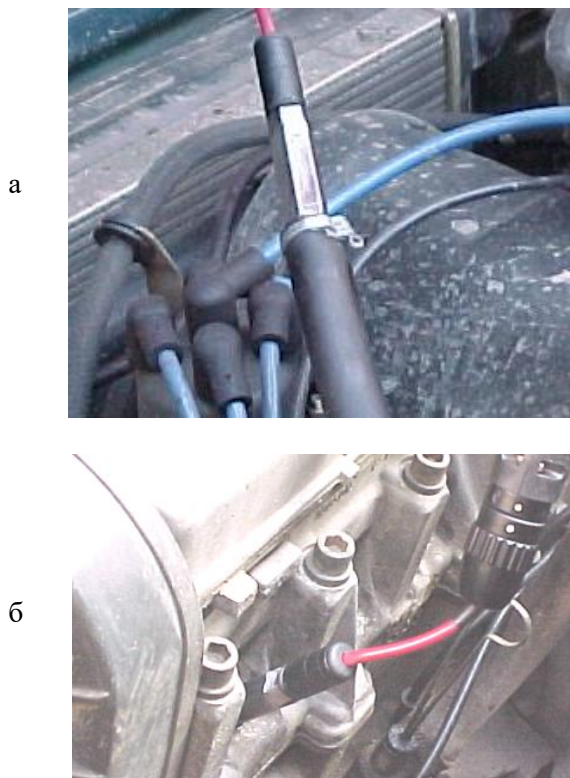


Рисунок 1. Підключення датчика: до вентиляції картера (а); до циліндра (б)



Рисунок 2. Пост діагностики. Вимір діагностичних параметрів

Результати експериментальних досліджень класифіковані наступним чином: результати діагностування справних двигунів, результати діагностування двигунів з несправною ЦПГ, результати діагностування двигунів з порушенням герметичності клапанів. При виявленні несправностей здійснювалося розбирання двигунів і мікрообмір деталей.

Відповідно до ГОСТ 26656-85 коефіцієнт безрозбірного діагностування визначається відношенням числа контрольованих параметрів об'єкта, для яких не потрібне проведення демонтажних робіт, до їх загального числа:

$$K_{б.д} = \frac{П_k}{П_n}, \quad (1)$$

де $П_k$ – число контрольованих параметрів даного виду діагностування;

$П_n$ - загальне число контрольованих параметрів.

Коефіцієнт безрозбірного діагностування для розробленої системи становить 0,75.

Основні наукові положення, практичні і методичні розробки використані і впроваджені на підприємствах з ремонту та обслуговування автомобілів

Висновки:

1. Існуючі засоби і методи діагностування не дозволяють швидко, точно й однозначно розрізнити характерні несправності циліндро-поршневої групи та порушення герметичності клапанів бензинового двигуна автомобіля, при цьому результат діагностичного висновку багато в чому визначається досвідом оператора та має суб'єктивний характер внаслідок неточності і суперечливості одержуваних відомостей, вірогідність яких не перевищує 50%.

2. Експериментально встановлено, що на величину темпу наростання компресії значний вплив чинить не тільки технічний стан циліндро-поршневої групи, але й початкове положення поршня та клапанів у момент старту, тому темп наростання компресії в циліндрі пропонується оцінювати, як різницю між максимальним за величиною сплеском компресії і другим за рахунком, що у справних циліндрів не перевищує 0,25МПа.

3. На основі вдосконаленого методу діагностування, що оцінює технічний стан циліндро-поршневої групи та герметичність клапанів двигуна за трьома діагностичними параметрами: різниця компресії між циліндрами, темп наростання компресії, тиск картерних газів, - розроблена статистична модель, що дозволяє на відміну від існуючих детермінованих моделей, по-перше, локалізувати несправність циліндро-поршневої групи та герметичності клапанів двигуна, по-друге, формалізувати процес автоматизованої постановки технічного діагнозу; по-третє, забезпечити коефіцієнт безрозбірного діагностування 0,75, що на 25 % вище, ніж у відомих аналогів.

4. Розроблено автоматизовану систему діагностування циліндро-поршневої групи та герметичності клапанів двигуна, що на відміну від існуючих вітчизняних і закордонних аналогів дозволяє: фіксувати й відтворювати діагностичну інформацію в цифровому, графічному та текстовому виді; довгостроково зберігати діагностичну інформацію й передавати її по каналу Internet; фіксувати зміну тиску в циліндрі при кожному градусі повороту колінчатого вала; забезпечувати вимір динамічних процесів із частотою 3200 Гц і погрешністю, яка не перевищує 1,67%, що на 0,3-1,3% менше ніж у відомих аналогів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Сараєва І. Метод діагностики герметичності камери згорання бензинового двигуна автомобіля. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy – Pzeszow, 2017. – S. 85-93.

2. Сараєва И.Ю., Цапко С.С. Определение предельно-допустимых значений технического состояния цилиндра и поршня эмпирическим способом на автомобиле// Slovak international scientific journal №36, Bratislava, Slovakia. - 2019. С 36-43. (IJIF, SIS, GIF, ISI, DIIF)

3. Сараєва И.Ю., Дибров В.К. Закономерность распределения случайной величины компрессии в двигателях внутреннего сгорания/ Scientific discussion №38. Praha, Czech Republic. - 2019. С 48-52. (RB, SIS, DIIF).

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ

Кривошапов С.И.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина

Основная задача транспорта заключается в перемещении грузов или пассажиров в пространстве. Для осуществления этой цели транспортному средству необходимо затрачивать определенное количество энергии. Источником энергии может выступать жидкое нефтяное топливо, газообразный сжиженный или сжатый газ, электричество, биотопливо и др. Как правило, энергия вырабатывается непосредственно на транспортном средстве. Поэтому возникает необходимость предусмотреть необходимый запас топлива и контролировать его потребление.

Расход топлива зависит от конструкции энергетической установки, параметров транспортного средства и характеристик условий взаимодействия с окружающей средой. Если система производства и передача энергии в транспортном средстве для различных видов транспорта имеет сходные параметры, то внешние воздействия могут существенно отличаться. Применительно к автомобильному транспорту [1] выделяют следующие группы: транспортные, дорожные, атмосферно-климатические условия и культуру труда. Каждая группа оценивается десятками дополнительными параметрами, что усложняет процесс моделирования.

В работе [2] приведен анализ различных математических моделей для расчета расхода топлива для дорожно-транспортных средств. Наибольший интерес представляет детерминированная модель, которая разработана профессором Говоруценко Н.Я. [3], связывающая конструктивные и эксплуатационные параметры автомобиля с нормой расхода бензина или дизельного топлива в л/100 км. Разработаны упрощенные вероятностные методики, основанные на статистическом и регрессионном анализе [4].

Когда входные и выходные параметрами математической модели связаны очень сложными зависимостями или необходимо учитывать большое количество параметров, то такую взаимосвязь можно представить через искусственную нейронную сеть. Основные требования к построению и обучению нейронной сети рассмотрены в работе [5]. Для программной реализации процесса моделирования используются языки программирования C/C++, Pascal, Java, Scala, Python, R.

Примеры построения нейронных сетей для различных видов транспорта рассмотрены в следующих работах: для железнодорожного транспорта [6], для авиационного транспорта [7], для трубопроводного транспорта [8], для машин сельского хозяйства [9].

Моделирование нейронной сетью заключается в выборе типа сети; построении схемы взаимосвязи входных и выходных параметров через один или несколько слоев (перцептрон); выбор функции состояния нейрона; проведение процесса обучения, т.е. нахождение весовых коэффициентов связей между нейронами (синапсами); проверка адекватности модели.

Входные и выходные параметры нейронной сети должны быть представлены в численной форме. Качественные параметры, которые иногда используются для характеристики условий эксплуатации и окружающей среды, необходимо перевести в количественные данные, например, используя подход нечетных множеств [10].

Рассмотрим использование нейронных сетей при решении задачи нормирования расхода топлива дорожно-транспортных средств. Цель моделирования – прогнозирование расхода топлива при различных конструктивных и эксплуатационных параметрах. Входными параметрами выступают технические данные, представляемых заводом-изготовителем и

публикуемых в справочной литературе, для различных марок автомобилей. Выходными данными – диапазоны изменения расхода топлива. Принимается тип сети - многослойный перцептрон, в котором используется два скрытых слоя. Ограничения на связи между входными, скрытыми и выходными нейронами не накладываются. Принимается функция активации – сигмоид в диапазоне значений (0, 1).

Обучение нейронной сети может осуществляться по экспериментальным данным расхода топлива, которые получены в ходе лабораторных дорожных испытаний. Для тренировки разрабатываемой сети использовались значения норм расхода топлива [11]. Тренировочная модель реализована на языке программирования Python. После получения коэффициентов связей модель позволяет предсказывать значения расхода топлива тех автомобилей, информация о которых отсутствует в нормативах [11].

Выводы. Определение нормативных значений расхода топлива можно определить путем непосредственного его измерения на транспортном средстве, так и путем математического моделирования. Когда необходимо учитывать большое количество факторов, влияющих на расход топлива, а их взаимосвязь имеет сложную структуру, то топливную экономичность транспортного средства можно оценить по искусственной нейронной сети.

ЛИТЕРАТУРА

1. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте [текст] / Н.Я. Говорущенко. - М.: Транспорт, 1990. - 135 с.
2. Маяк Н.М. Топливная экономичность автомобиля в сложных условиях движения / Н. М. Маяк. – Киев: Вища школа, 1990. – 215 с.
3. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) [текст]. / Н.Я.Говорущенко, А.Н.Туренко. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998 – 474 с.
4. Кривошапов С.І. Статистичний метод нормування витрати палива на автомобільному транспорті [текст] / С.І. Кривошапов. // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту: Науковий журнал. - № 3. - 2014. - С. 31-37.
5. Рашид Тарик. Создаем нейронную сеть [текст] : Пер. с англ. – СПб.: ООО «Альфа-книга», 2017. – 272 с.: ил. – Парал. тит. англ.
6. Лищенко О.С. Метод оценки расхода топлива с применением искусственных нейронных сетей [текст] / О.С. Лищенко, В.А. Минаков. // Наука и образование транспорту. – Самара: Самарский государственный университет путей сообщения, 2017. - № 1. – С. 48-51.
7. Соколов Д.Ю. Сравнительный анализ метода применения искусственной нейронной сети в целях решения задачи инженерно-штурманского расчета полета летательного аппарата [текст] / Д.Ю. Соколов. // Вооружение и экономика. - № 1 (17). – 2012. – С. 50-57.
8. Шаммазов А.М. Алгоритм решения задачи прогнозирования расхода электроэнергии в трубопроводном транспорте нефти с использованием нейронных сетей [электронный ресурс] / А.М. Шаммазов, Б.А. Козачук. // Нефтегазовое дело. – 2010. - № 2. – 10 с. – Режим доступа: http://ogbus.ru/files/ogbus/authors/Shammazov/Shammazov_2.pdf. (дата обращения 1.09.2020).
9. Горяев В.М. Оценка поправочного коэффициента к норме затрат топлива для зерноуборочных машин [текст] / В.М. Горяев, С.М. Селякова, Е.Н. Джахнаева. // Современные наукоемкие технологии. – 2018. – № 1 – С. 7-11
10. Яхьяева Г.Э. Нечеткие множества и нейронные сети [текст] / Г.Э. Яхьяева. – М.: Бинном, 2006. – 312 с.
11. Про затвердження Норм витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті [електронний ресурс] // Законодавство України. — Режим доступу : <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/ru/v0043361-98>. (дата звернення 20.08.2020 р.). – Назва з екрану.

РОЗПОДІЛ ШВИДКОСТЕЙ РУХУ АВТОМОБІЛІВ, ЩО ПОТРАПИЛИ В ДТП В МІСТІ ХАРКОВІ

Рябушенко О.В., Наглюк І.С.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Вступ. Найголовнішим техногенним фактором ризику для життя та здоров'я людини в Україні залишається дорожній рух. За офіційною статистикою в країні щорічно в ДТП гине від 3 до 4 тис. людей, та від 30 до 35 тис. зазнають травми. Головною причиною ДТП називається перевищення швидкості руху водіями транспортних засобів. Таким чином, є актуальним дослідження фактичного впливу фактору швидкості руху автомобіля на ймовірність виникнення ДТП, результатом яких є травмування або загибель людини.

Аналіз публікацій. Питанням впливу факторів дорожнього руху, зокрема швидкісного режиму, на ймовірність та тяжкість, присвячено багато досліджень, в яких показано наявність впливу швидкості руху автомобіля на ймовірність його потрапляння в ДТП [1-3]. Також в результаті аналізу статистичних даних про ДТП було встановлено зв'язок швидкості з ймовірністю травмування або загибелі людини [4,5].

Постановка задачі. Через велике значення фактору швидкості у забезпечення ефективності та безпеки дорожнього руху актуальним є завдання його дослідження на основі вітчизняного статистичного матеріалу. Попередньо необхідно обрати методику аналізу та оцінити доцільність її використання для отримання достовірних результатів.

Методика дослідження. В залежності від методики отримання статистичних даних для аналізу впливу швидкості руху на показники аварійності можна виділити чотири основні методичні напрямки [6].

Перший підхід передбачає встановлення взаємозв'язку між швидкістю автомобілів і ймовірністю ДТП на основі аналізу вибірки деякої кількості конкретних аварійних історій водіїв, припускаючи, що швидкість водіїв в певних умовах руху свідчить про їх швидкості і в ситуаціях настання ДТП [1].

Другий підхід передбачає дослідження статистики ДТП, до та після настання обставин, в яких спостерігається зміна швидкості автомобілів (зміна обмеження швидкості на ділянці дороги; для країн з різними обмеженнями швидкості та ін.).

Третій підхід базується на емпіричному аналізі динаміки процесу руху та гальмування автомобіля в різних дорожніх умовах, де окремі фактори небезпеки розглядаються як функції швидкості руху.

Четвертий підхід в своїй основі містить порівняння швидкості автомобілів, що потрапили в ДТП, зі швидкістю еталонної групи автомобілів, обраних випадково в тих самих умовах руху. Разом з очевидними перевагами даного методу дослідження залишається проблема достовірно встановлення швидкості руху автомобілів під час потрапляння в ДТП. Важливим джерелом такої інформації можуть бути матеріали судово-експертного розслідування окремих подій, під час якого, зокрема, встановлюється швидкість руху автомобіля в момент настання небезпечної дорожньої обстановки, що призвела до ДТП.

Результати досліджень. Відповідні дані по місту Харків були отримані з матеріалів автотехнічних досліджень, які проводилися експертами Харківського науково-дослідного експертно-криміналістичного центру МВС України. Загальний обсяг вибірки склав 373 події, для яких у висновках експерта зазначалась швидкість руху автомобіля, що були скоєні в період з 2017 по 2020 роки. В усіх досліджених випадках результатом ДТП були потерпілі якнайменш з тілесними ушкодженнями середньої тяжкості. Серед видів ДТП переважну більшість склали наїзд на пішохода (163 випадки) та зіткнення (154 випадки).

Було встановлено розподіл швидкостей руху автомобілів, що потрапили в ДТП. Відповідна гістограма та її апроксимація нормальним законом розподілу наведена на рис. 1.

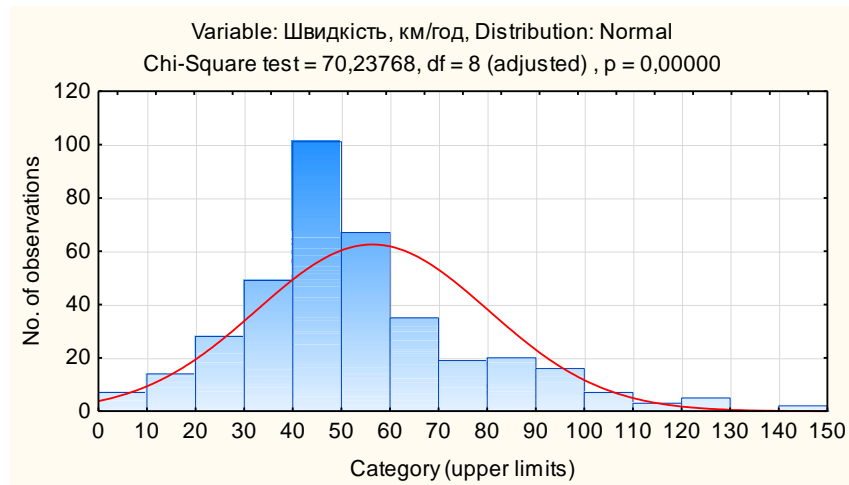
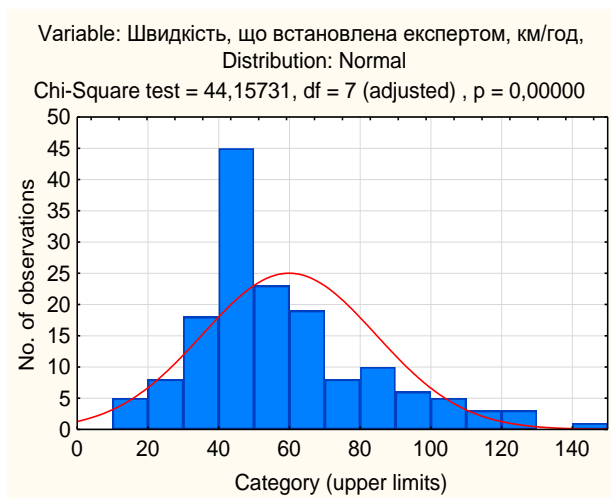


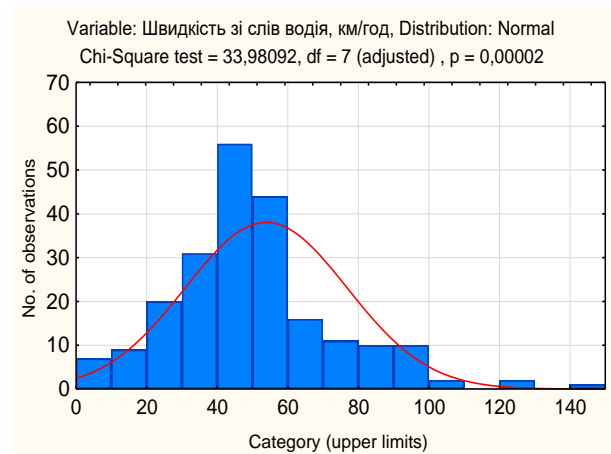
Рисунок 1. Розподіл швидкостей руху автомобілів, що потрапили в ДТП

Хоча з розподілу видно, що значна кількість автомобілів, рухалися з перевищенням максимальної дозволеної швидкості руху для населених пунктів (28,7% водіїв рухалися зі швидкістю, більше 60 км/год; 14,2% - більше 80 км/год), неможливо встановити, для якої кількості випадків та в якій мірі фактор перевищення встановленої швидкості вплинув на розвиток події в напрямку ДТП.

Оскільки при проведенні судової експертизи ДТП експерт несе відповідальність за її результати, отримані дані можна вважати достатньо достовірними. Але, слід зазначити, що в залежності від специфіки кожної події та наявності початкових даних, експерт не завжди визначає швидкість руху автомобіля аналітично. В багатьох випадках її значення обирають за словами самого водія. І хоча в будь-якому разі експерт перевіряє адекватність прийнятого значення картині ДТП, це вносить неточність через упередженість або пряму зацікавленість водія в результатах розслідування справи. Через це доцільно проаналізувати розподілення швидкостей окремо для двох джерел отримання даних про швидкість руху автомобіля під час потрапляння в ДТП. Відповідні гістограми наведені на рис. 2.



а



б

Рисунок 2. Розподіл швидкостей руху автомобілів, що потрапили в ДТП, у разі її встановлення: а) аналітичним шляхом; б) зі слів водія

З загальної вибірки ДТП у 154 випадках швидкість встановлювалась аналітично та у 219 випадках – приймалася зі слів водія (у окремих випадках – свідка події).

Основні статистичні характеристики для трьох масивів даних наведені в таблиці 1, де можна побачити дуже незначну їх розбіжність. Зокрема, при незмінних модальних та медіанних значеннях, середньозважене значення швидкостей, обраних зі слів водія виявилось дещо меншим, ніж у разі їх встановлення в результаті розрахунків. Таким чином, можна вважати обидва джерела даних щодо швидкостей автомобілів під час потрапляння в ДТП рівноважні.

Таблиця 1. Статистичні характеристики масивів даних швидкостей руху автомобілів, що потрапили в ДТП

Статистичні характеристики	Загальна вибірка	Швидкість визначена аналітично	Швидкість зі слів водія
Середньозважене	56,3	59,9	53,9
Мода	50	50	50
Стандартне відхилення	23,8	24,5	22,9
Асиметричність	0,83	0,97	0,72
Осяг вибірки	373	154	219
Рівень надійності (95,0%)	2,43	3,91	3,06

Висновки. Об'єктивну інформацію про взаємозв'язок швидкості руху автомобіля з безпекою дорожнього руху можуть надати дані, отримані з реальних ДТП.

За результатами статистичної обробки даних про швидкості руху автомобілів, що потрапили в ДТП з потерпілими в м. Харкові, можна побачити, що значна їх кількість, рухалися з перевищенням встановленого швидкісного режиму. Але ступінь впливу цього фактору на виникнення небезпеки ДТП потребує подальшого дослідження.

Розподіли швидкостей руху автомобілів, що потрапили в ДТП з потерпілими на ділянках ВДМ міста Харкова близькі до нормального закону. Статистичні характеристики розподілів майже не відрізняються для двох джерел отримання значень швидкості руху автомобіля. Наступним етапом дослідження має бути порівняння отриманих результатів з розподілом швидкостей для еталонної групи автомобілів на вулично-дорожній мережі міста Харкова.

ЛІТЕРАТУРА

1. Kloeden CN, McLean AJ, Moore VM, Ponte G. (1997). Travelling Speed and the Risk of Crash Involvement. NHMRC Road Accident Research Unit. The University of Adelaide.
2. Fieldwick, R. and Brown R.J. (1987). The effect of speed limits on road casualties. Traffic Engineering and Control, Vol. 28, pp. 635-640.
3. Garber N. J., Gadiraju, R., (1988). Speed Variance and its Influence on Accidents. Foundation for Traffic Safety, Washington, DC.
4. Carthy, T., Chilton, S., Covey, J., Hopkins, L., Jones-Lee, m., Loomes, G., Pidgeon, N. and Spencer, A. (1998). On the contingent valuation of safety and the safety of contingent valuation: Part 2 - The CV/SG "chained" approach. Journal of Risk and Uncertainty, 17(3), 187-213.
5. The effects of drivers' speed on the frequency of road accidents / M.C. Taylor, D.A. Lynam and A. Baruya. [електронний ресурс]. Режим доступу: <https://trl.co.uk/reports/TRL421>
6. The effects of drivers' speed on the frequency of road accidents / M.C. Taylor, D.A. Lynam and A. Baruya. URL: <https://trl.co.uk/reports/TRL421> (дата звернення 11.06.2020).

МЕТОДИКА ОЦІНКИ ЯКОСТІ ОРГАНІЗАЦІЇ ДОРОЖНЬОГО РУХУ В КРУПНИХ ТА НАЙКРУПНІШИХ МІСТАХ

Ільїн К.Є.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Вступ. Важливим завданням для системи організації дорожнього руху є мінімізація транспортної затримки та дотримання безпеки руху. Одним із основних напрямків вирішення проблеми безпеки дорожнього руху є впровадження ефективної системи управління швидкістю. Оскільки швидкісний режим руху транспортних засобів безпосередньо впливає на час доставки вантажів та пасажирів, будь-які зміни в цьому питанні матимуть вплив на показники функціонування транспортно-логістичного комплексу та економіки країни в цілому.

Постановка задачі. З появою засобів мобільного зв'язку і супутникової навігації розвивається напрямок оцінки стану транспортних потоків, що використовує різні джерела інформації про ситуації на дорогах, в першу чергу від учасників транспортних процесів. Скориставшись таким видом аналізу можна сформулювати новий метод оцінки організації дорожнього руху (ОДР) на вулично-дорожній мережі (ВДМ) міста.

Методика дослідження:

1. Обрати експериментальний маршрут в межах ВДМ міста і провести експериментальні поїздки в стані вільного руху та у щільному потоці, записуючи параметри руху автомобіля методом GPS-трекінгу.

2. Проаналізувати отриманий за результатами експериментального дослідження масив даних.

3. Розробити методику та надати характеристику ВДМ міста, за результатами оцінки втрат транспортного часу на експериментальному маршруті в різних умовах завантаженості ВДМ.

Для збору даних про швидкість і час в дорозі в технології застосовується GPS технології. Для цього необхідно використовувати пристрій (смартфон, навігатор, трекер і т.п.) оснащений вбудованим GPS-приймачем і записати трек проходження ТЗ за необхідний шлях. Отримані треки для подальшої обробки необхідно завантажити конвертувати з можливістю аналізу записаної в GPS трек інформацією.

Мобільний додаток Геотрекер записує рух в форматі gpx, що дозволяє зберігати необхідну інформацію по кожному відрізьку довжиною від 0,2 метра, а саме довжину трека (шляху), час запису та час у русі, максимальну швидкість руху, середню швидкість руху та інше.

Для обробки треків і перекладу отриманих характеристик в формат Excel використовувалась програма MapSphere GPS Track Editor v.1.15. Метою обробки треку було отримання параметрів: довжини відрізків (м); швидкість руху на відрізках (км/год), тривалість руху (хв), пройдений шлях (км).

В результаті експерименту отримано GPS-трек, який за допомогою програми MapSphere GPS Track Editor був перетворений на масив даних:

- а) глобальні координати автомобіля;
- б) дата та час запису;
- в) час з моменту початку запису, год:хв:сек;
- г) швидкість руху, км/год;
- г) відстань, пройдена за один шаг запису, м;
- д) накопичена відстань з моменту початку запису, км;

е) лінійне прискорення, м/с

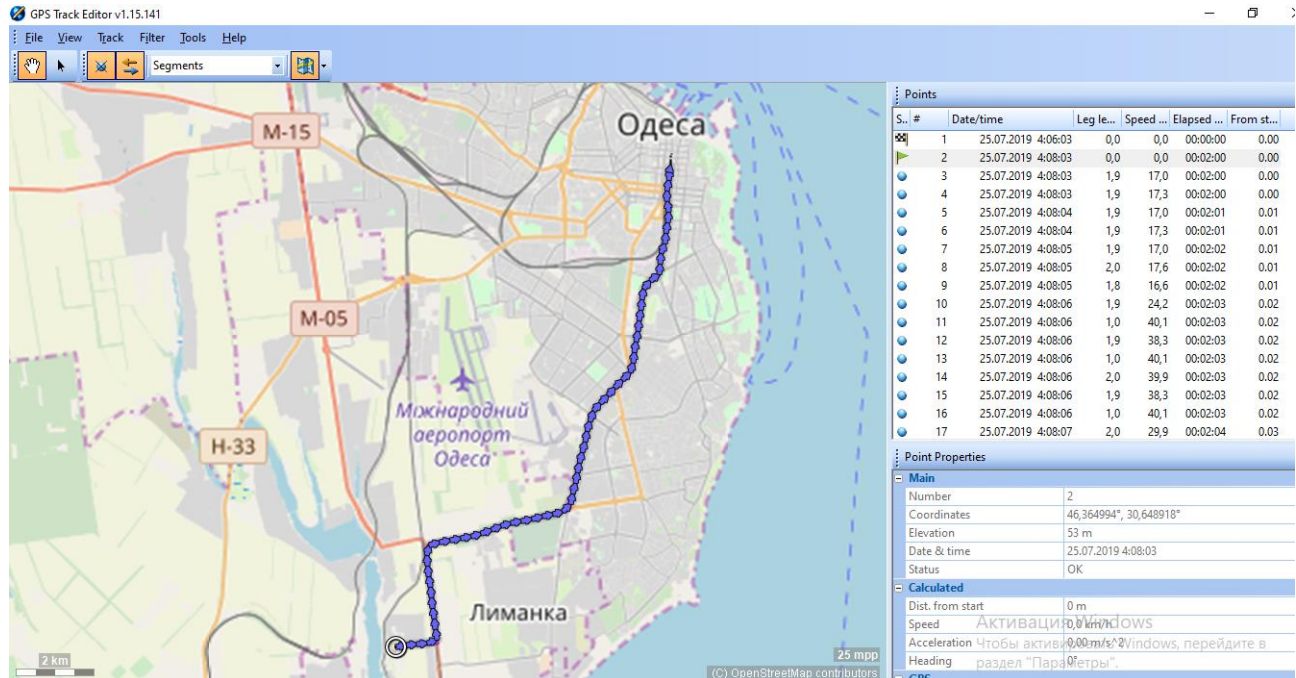


Рисунок 1. Скріншот програми MapSphere GPS Track Editor v.1.15 beta

S. #	Date/time	Leg le...	Speed...	Acceler...	Coordinates	Elevati...	Elapsed ...	From st...
1	25.07.2019 4:06:03	0,0	0,0	0,00	46,364925°, 30,648798°	53	00:00:00	0.00
2	25.07.2019 4:08:03	0,0	0,0	0,00	46,364994°, 30,648918°	53	00:02:00	0.00
3	25.07.2019 4:08:03	1,9	17,0	0,23	46,365000°, 30,648941°	53	00:02:00	0.00
4	25.07.2019 4:08:03	1,9	17,3	-0,23	46,365005°, 30,648965°	53	00:02:00	0.00
5	25.07.2019 4:08:04	1,9	17,0	0,23	46,365011°, 30,648988°	53	00:02:01	0.01
6	25.07.2019 4:08:04	1,9	17,3	-0,23	46,365016°, 30,649012°	53	00:02:01	0.01
7	25.07.2019 4:08:05	1,9	17,0	0,45	46,365022°, 30,649035°	52	00:02:02	0.01
8	25.07.2019 4:08:05	2,0	17,6	-0,68	46,365028°, 30,649059°	52	00:02:02	0.01
9	25.07.2019 4:08:05	1,8	16,6	6,05	46,365033°, 30,649082°	52	00:02:02	0.01
10	25.07.2019 4:08:06	1,9	24,2	23,34	46,365036°, 30,649107°	52	00:02:03	0.02
11	25.07.2019 4:08:06	1,0	40,1	-3,66	46,365035°, 30,649120°	52	00:02:03	0.02
12	25.07.2019 4:08:06	1,9	38,3	3,66	46,365035°, 30,649145°	52	00:02:03	0.02
13	25.07.2019 4:08:06	1,0	40,1	-0,38	46,365034°, 30,649158°	52	00:02:03	0.02
14	25.07.2019 4:08:06	2,0	39,9	-2,46	46,365033°, 30,649184°	52	00:02:03	0.02
15	25.07.2019 4:08:06	1,9	38,3	3,66	46,365033°, 30,649209°	52	00:02:03	0.02
16	25.07.2019 4:08:06	1,0	40,1	-17,12	46,365032°, 30,649222°	52	00:02:03	0.02
17	25.07.2019 4:08:07	2,0	29,9	-6,08	46,365033°, 30,649248°	51	00:02:04	0.03

Рисунок 2. Масив даних GPS-треку у програмі MapSphere GPS Track Editor

Діаграми, побудовані в MS Excel на основі даних, дозволяють виявити вузькі місця на вулично-дорожній мережі міста, де відбувається вимушене зниження швидкості руху транспортного потоку. Для цих цілей більш інформативними є діаграми в координатах «відстань-швидкість».

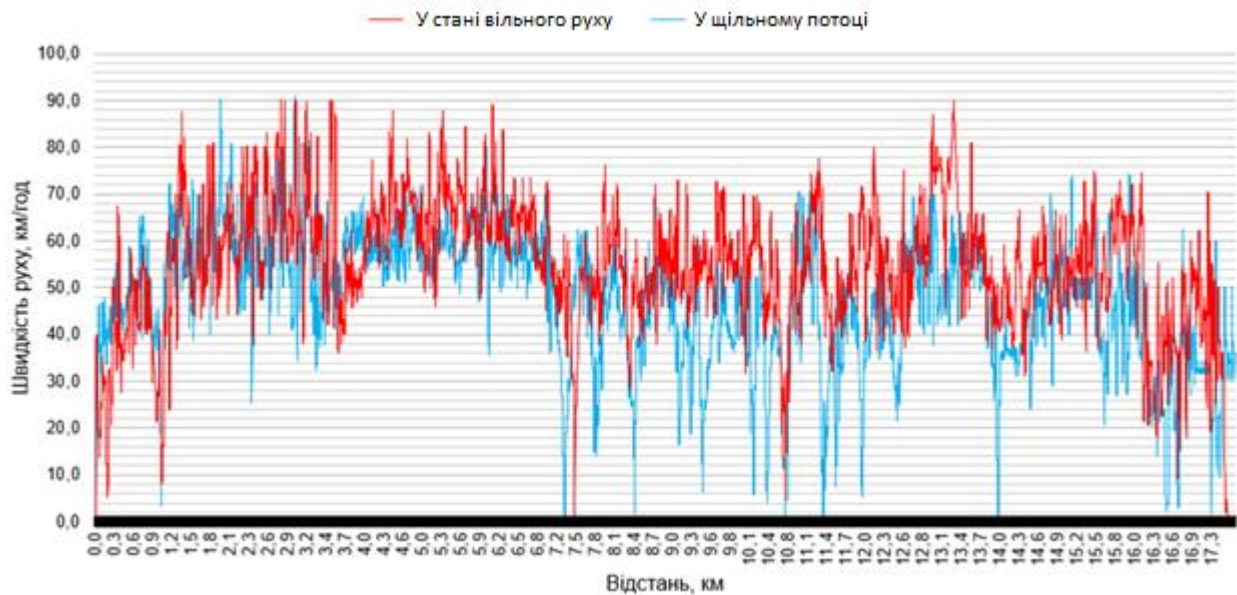


Рисунок 3. Графік швидкості руху автомобіля на ділянці ВДМ

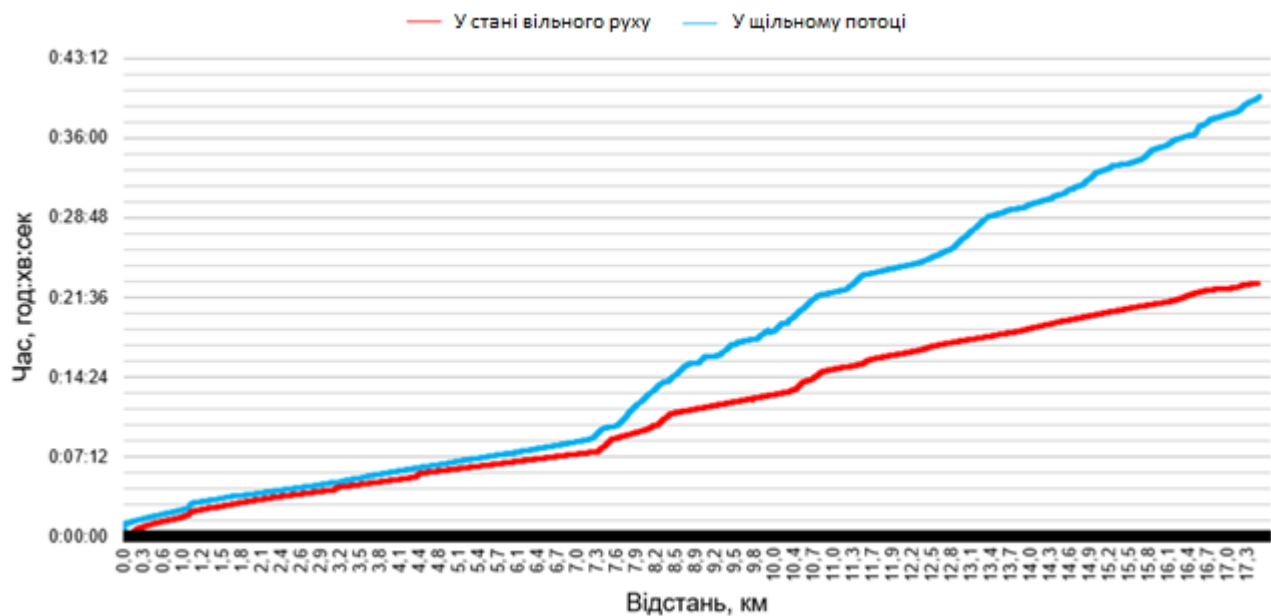


Рисунок 4. Графік руху автомобіля на ділянці ВДМ за часом

Результати досліджень. Виходячи з проведеного експерименту розроблена методика якості оцінки організації дорожнього руху на ВДМ, яка будується на основі аналізу ділянок доріг за допомогою використання технологій супутникової навігації GPS.

Для оцінки ОДР необхідно мати декілька показників, таких як:

- довжина досліджуваного маршруту;
- час, витрачений на шлях;
- технічна швидкість;
- взірцевий час.

Взірцевий час $t_{\text{взір}}$, за який автомобіль теоретично може досягнути кінцевої точки маршруту за рахунок відсутності затримок, пов'язаних із заторами, чергами та іншими тригерами.

$$t_{\text{взір}} = \frac{L_{\text{М}}}{V_{\text{дозв}}} \quad (1.1)$$

де, $L_{\text{М}}$ – довжина досліджуваного маршруту, км;

$V_{\text{дозв}}$ – дозволена швидкість руху автомобіля, км/год.

Розрахувавши теоретичний час, можна орієнтуватись на нього як на приклад взірцевої поїздки.

Технічна швидкість:

$$V_{\text{тех}} = \frac{L_{\text{М}}}{t_{\text{факт}}} \quad (1.2)$$

де, $L_{\text{М}}$ – довжина досліджуваного маршруту, км;

$t_{\text{факт}}$ – час, за який пройдено маршрут.

Використовуючи взірцеві значення, можна розрахувати різницю з фактичними даними і побачити запас, на який треба орієнтуватися для розробки заходів з ОДР.

$$t_{\text{запас}} = t_{\text{взір}} - t_{\text{факт}} \quad (1.3)$$

де, $t_{\text{запас}}$ – час запасу, хв;

$t_{\text{взір}}$ – теоретичний час, за який пройдено маршрут без затримок, хв;

$t_{\text{факт}}$ – фактичний час, за який пройдено маршрут, хв.

Таблиця 1 – Параметри та їх значення за результатами руху автомобіля

Параметри	Взірцеві дані	Дані першої поїздки	Дані другої поїздки
Довжина маршруту, км	17,6	17,6	17,6
Час, хв	21	23	40
Технічна швидкість, км/год	50	45,9	26,4
Час запасу, хв	0	2	19

Щоб об'єктивно давати оцінку використовується формула, яка допоможе знаходити коефіцієнт, що враховує зміну дозволеної швидкості руху на усіх ділянках досліджуваного маршруту та час запасу.

$$K_{\text{недоск}} = \frac{t_{\text{запас}}}{L_{\text{М}}} \cdot \left[\sum_{i=1}^n \frac{V_{\text{дозві}} \cdot L_{\text{дмі}}}{L_{\text{М}}} \right] \quad (1.4)$$

де, $K_{\text{недоск}}$ – коефіцієнт недосконалості;

$t_{\text{запас}}$ – час запасу, год;

$V_{\text{дозві}}$ – дозволена швидкість на i -ой ділянці маршруту, км/год;

$L_{\text{дмі}}$ – довжина i -ої ділянки маршруту, км;

$L_{\text{М}}$ – відстань досліджуваного маршруту, км.

Коефіцієнт недосконалості повинен дорівнювати нулю $K_{\text{недоск}} = 0$, бо в данному випадку буде зрозуміло, що маршрут не потребує змін в організації дорожнього руху та відповідає критеріям для вільного руху автомобіля без втрат часу. Для зручності та цілісності оцінки ОДР була сформована таблиця.

$$K_{\text{недоск}} = \frac{0,316}{17,6} \cdot \frac{30 \cdot 1,4 + 50 \cdot 9,93 + 90 \cdot 6,33}{17,6} = 1,13.$$

Таблиця 2 – Оцінка якості організації дорожнього руху за класами

Клас	Коефіцієнт недосконалості, $K_{\text{недоск}}$	Опис
A	0 – 0,3	Досліджувана ділянка ВДМ не потребує змін.
B	0,3 – 0,5	Досліджувана ділянка ВДМ потребує незначних змін на конкретних відрізках.
C	0,5 – 1,05	Досліджувана ділянка ВДМ повинна бути проаналізована глибше та потребує значних змін в ОДР.
D	1,05 – 2,5	Досліджувана ділянка ВДМ потребує реорганізації в ОДР.
E	2,5 – більше	Досліджувана ділянка ВДМ потребує змін в геометричних параметрах дороги та в створенні нових заходів ОДР.

Такий метод дозволяє здійснювати оцінку на ВДМ протяжністю до 20 км, оскільки ця відстань задовольняє в потребі аналізу маршрута або дороги у великому місті, та є зручним в порівнянні з існуючими методами оцінки якості організації дорожнього руху на вулично-дорожній мережі міста.

Висновки. Для оцінки характеристик ВДМ міста можна використати дані щодо параметрів руху автомобіля в типових умовах: у стані вільного руху, коли відсутні втрати часу через несприятливі транспортні умови, що змушують примусово зупинятися або зменшувати швидкість, та у пікові періоди максимального завантаження ВДМ рухом.

Різниця у параметрах руху автомобіля, таких як час та швидкість сполучення та темп руху може бути використана як характеристика експериментального маршруту та використовуватися як основний елемент системи оцінки якості ВДМ в цілому. Для оцінки якості ОДР на ВДМ міста запропонований новий показник - коефіцієнт недосконалості, який враховує відношення втрат часу руху до довжини ділянки ВДМ, та дозволену швидкість руху на ділянках маршруту.

В результаті оцінки якості ОДР за коефіцієнтом недосконалості досліджувані маршрути можна відносити до зазначених класів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Довідник з дорожнього руху, 4-е вид. Prentice-Hall, Енглвуд Кліфс, штат Нью-Джерсі, 1992.
2. Dowling R.G., W. Kittelson, J. Zegeer, і A. Skabardonis. Звіт NCHRP 387: Методи планування оцінки витрат та обсягів послуг. TRB, Національна наукова рада, Вашингтон, округ Колумбія, 1997.

АНАЛІЗ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ ПЕРИФЕРІЙНИХ ЗАСОБІВ АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ДОРОЖНІМ РУХОМ В М. ХАРКІВ

Левченко О.С., Холодова О.О., Семченко Н.О.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Вступ. В умовах постійного збільшення темпів автомобілізації та високої інтенсивності руху особливої уваги набуває питання адаптивного управління дорожнім рухом. Для реалізації цього управління необхідним елементом є наявність детекторів транспорту (ДТ), які відносяться до засобів технічних периферійних автоматизованої системи керування дорожнім рухом (АСКДР). ДТ призначені для виявлення типів транспортних засобів та визначення характеристик їх руху у контрольованій зоні вулично-дорожній мережі (ВДМ) [1].

Для обліку автомобільного руху широке використання отримали п'ять основних типів детекторів: радарний, ультразвуковий, інфрачервоний, відеодетектор та детектор на основі індуктивних петель.

Датчики на основі індуктивних петель порівняно недорогі, дуже точні, не чутливі до погодних умов, при цьому дороги і складні в установці і ремонті оскільки для цього потрібно розкриття дорожнього покриття. Парно встановлені індуктивні петлі дозволяють здійснювати досить точну класифікацію. Для підключення потрібні власні адаптери, на виході дані представляються в імпульсній формі: - є не має транспортного засобу (ТЗ). На жаль, погодні умови і середня якість дорожнього покриття в Україні роблять такі детектори практично непридатними [2].

Різні типи датчиків, що встановлюються над дорожнім полотном, наприклад ультразвукові відрізняються середньою точністю, мають невелику область охоплення, разом з тим, дякуючи невисокій вартості, можуть ефективно застосовуватися для певних завдань. Видається інформація аналогічна індуктивним петлям. Існують спеціалізовані датчики для магістралей, але їх вартість не дозволяє їх розглядати як можливу альтернативу. Інфрачервоні, звукові датчики і т.д. на даний момент, не показують прийнятну точність роботи і витісняються більш досконалими пристроями. Лазерні датчики забезпечують дуже високу точність (більш ніж потрібно), але поки надмірно коштовні.

Відеодетектори - один з напрямків, який найбільш динамічно розвивається, в багатьох випадках забезпечують оптимальне співвідношення «ціни і можливостей». Розроблялися для заміни індукційних петель, тому мають схожий алгоритм роботи - визначають наявність або відсутність машин в заданих зонах – так званих віртуальних петлях. Інформація видається аналогічно індуктивним петлям в імпульсному режимі, є/не має ТЗ у відповідній зоні. При цьому одна камера може контролювати до 3-4 смуг на відстань до 70 м, аж до 16 зон, в залежності від обраної оптики і висоти установки. Незалежні дослідження показують точність на рівні 95% від індуктивних петель. Останні моделі камер практично не поступаються індуктивним петлям по точності роботи, можуть працювати цілодобово - вночі працюють по світлу фар. В умовах поганої видимості, при сильних опадах буде знижуватися точність.

Крім того, багато виробників поставляють камери з різним функціоналом на однаковій апаратній реалізації: для виявлення присутності машин; для виявлення інцидентів, аварій, небезпечних ситуацій; для збору статистики з елементарної класифікації; для розрахунку довжини черги і інших додаткових можливостей.

Деякі моделі камер дозволяють виводити і відеопотік, але часто його якість нижче, ніж у звичайних камерах відеоспостереження, тому що дана функція в таких детекторах по суті побічна.

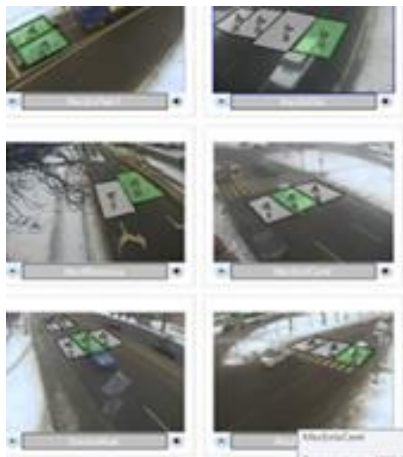
Радарні датчики забезпечують високу точність виявлення і супроводу ТЗ, мають найбільшу дальність виявлення і можуть надавати супутню інформацію - швидкість, тип і інше. Конструктивно не можуть відстежувати об'єкти, які зупинилися, що в просунутих моделях компенсується алгоритмічно. Для рухомих машин точність досить висока, мало погіршується з видаленням від детекторів, не залежить від опадів і освітленості. Мають мертву зону поблизу детекторів, розмір якої залежить від висоти установки і діаграми спрямованості. Можуть видавати як імпульсний сигнал по віртуальним петель, так і повну інформацію по кожному супроводжуваному об'єкту (швидкість і напрямок руху, розміри ТЗ), в залежності від інтерфейсу підключення. Більш того, є можливість візуалізації дорожньої обстановки в реальному часі, в тому числі з накладенням на відеокартинку.

Сучасні моделі камери спостережень дозволяють видавати картинку з роздільною здатністю два мегапікселя і вище, при частоті 25 кадр/сек. У більшості випадків, найбільших вкладень вимагають не самі камери, а відповідний канал зв'язку, бо для однієї камери потік становить від 0,5 до 8 Мбіт в залежності від роздільної здатності. На практиці реалізувати ефективну і стабільну систему відеоспостереження можна тільки на основі волоконно-оптичних ліній зв'язку. Крім цього, за допомогою спеціального програмного забезпечення можливо проводити аналіз записаного відео для визначення інтенсивності руху. При наявності достатніх обчислювальних можливостей система відеоспостереження може визначати параметри транспортних потоків, виступаючи в ролі детекторів.

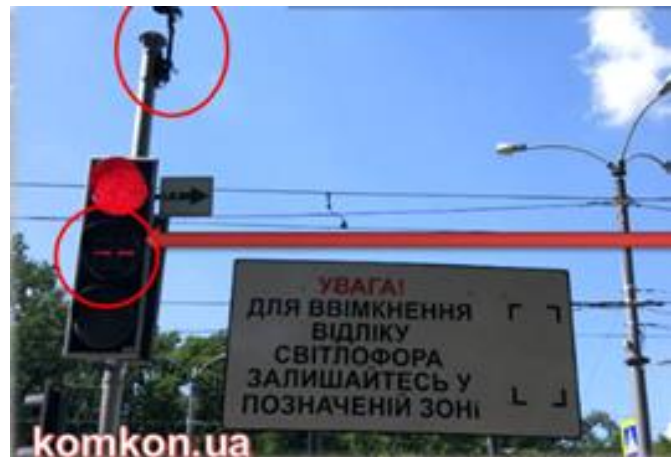
Але постійне збільшення кількості сучасних технічних периферійних засобів управління дорожнім рухом, які мають більшу кількість функцій та точність роботи, призводить до проблеми вибору оптимального: ціна - якість.

Постановка задачі. В існуючому різноманітті технічних периферійних засобів автоматизованих систем керування дорожнім рухом постає проблема вибору найбільш оптимальних, які б забезпечували точність інформації про наявність і параметри руху транспортних засобів в контрольованих зонах.

Методика дослідження. На сьогодні в м. Харків вже встановлені камери детектори моделі XCam-P виробництва компанії Citilog, які працюють на пр. Московському (рис. 1а) і на перехресті Білгородське шосе – вул. Рудика (рис. 1б).



а



б

Рисунок 1. Камери детектори XCam-P в м. Харків [3]: а – пр. Московський; б – Белгородське шосе – вул. Рудика

Перші здатні підраховувати транспортні засоби, які проїжджають відповідну ділянку дороги з метою збору статистичних даних для подальшої оптимізації організації руху і вибору оптимальних програм. Інша функція камер детекторів XCam-P, які розташовані на перехресті

Білгородське шосе – вул. Рудика, полягає у фіксуванні появи та зупинки транспортного засобу в зоні очікування. Модулі адаптивного управління в дорожньому контролері переключають режим роботи, що забезпечує виїзд транспортних засобів з другорядних доріг лише у випадку необхідності.

За останній рік камери-детектори були встановлені на вул. Клочківській в районі будинку №50 (рис. 2), Мерефянському шосе в районі будинку №30 (рис. 3).

На рис. 2 і 3 представлені зображення відеокамери фірми HIKVISION DS-2CD7A26G0-IZ(H)S. Це спеціалізована смарт серія з алгоритмом самонавчання, яка здатна розпізнавати з загального потоку інформації транспорт та обличчя людей. Вона має варіофокальний об'єктив та матрицю з роздільною здатністю два мегапікселя [3]. Відеокамера оснащена такими смарт-функціями: перетин віртуальної лінії; вхід/вихід до/з «регіону»; залишені предмети; розпізнавання обличчя.



Рисунок 2. Зображення з відеокамер на вул. Клочківській в районі будинку №50

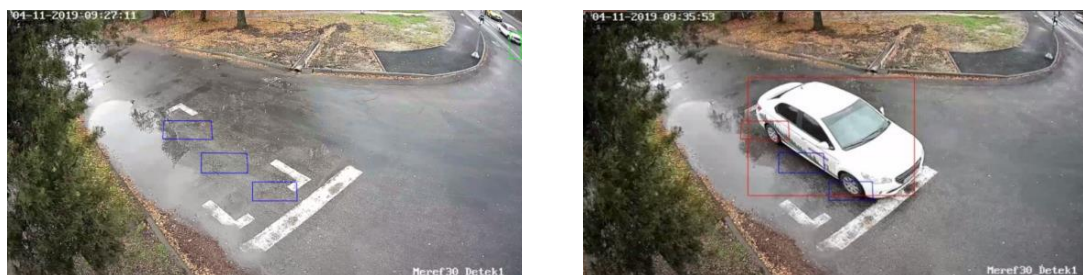


Рисунок 3. Зображення з відеокамер на Мерефянському шосе в районі будинку №30

На рисунку зеленим прямокутником зображено область розпізнаного автомобіля, синім – віртуальна область на дорожньому покритті, красним – перетин віртуальної площини автомобілем. В момент появи транспортного засобу в «регіоні» (на дорожньому покритті це нанесено дорожньою розміткою) камера визначає, якщо площа автомобіля на 100% покриває віртуальну область на дорозі та залишається там заданий час, вона подає сигнал дорожньому контролеру з функцією вхід в «регіон» і модулі адаптивного управління дорожнього контролеру видають команду на переключення сигналу світлофора (Мерефянське шосе в районі будинку №30) або збільшення тривалості сигналу (вул. Клочківська в районі будинку №50).

Відеотехнології останнього покоління перетворили звичайний відеомоніторинг у високоінтелектуальний метод, що дозволяє попереджати операторів про проблеми з трафіком у режимі реального часу. Завдяки штучному інтелекту і алгоритму глибокого навчання можна приймати негайні заходи для забезпечення чистоти смуг руху і комфортного пересування транспорту навіть у найактивніші години [3].

У цьому типі рішень використовуються інтелектуальні камери, встановлені на перехрестях, для моніторингу та складання звітів про потік трафіку в режимі реального часу. Камери працюють без перерви, спостерігаючи потік по смугах руху і підраховуючи транспортні засоби в межах певних областей дороги. Потім дані відправляються у центри управління рухом, де оператори можуть спостерігати за ростом трафіку по всьому місту.

Рішення з управління сигналами дорожнього руху дозволяють координувати роботу світлофорів для забезпечення максимально вільного руху.

В м. Харків в 2019 році були встановлені трафік-камери (рис. 4). Ці камери здатні визначати характеристики транспортного потоку та зберігати інформацію для подальшого аналізу і прийняття відповідного рішення відносно керування дорожнім рухом.



Рисунок 4. Зображення з відеокамери на перехресті пр. Гагаріна – вул. Драгомирівська

На рис. 4 представлені зображення з відеокамери фірми HIKVISION iDS-TCD200-A. Це IP трафік-камера відеоспостереження з варіофокальним об'єктивом та матрицею з роздільною здатністю два мегапікселя [3]. Функції камери iDS-TCD200-A: підрахунок транспортних засобів; визначення типу транспортного засобу (великий, середній, маленький); рівень завантаження (плавний, повільний, в черзі); визначення напрямку руху; визначення середньої швидкості транспортного засобу; зайнятість в просторі; довжина черги проходу; стан руху траси.

Результати досліджень.

Порівняльний аналіз сучасних детекторів транспорту показав, що:

1. Ультразвукові датчики застосовуються на одно- і двосмугових виїздах, по датчику на смугу, якщо є можливість розмістити датчик безпосередньо над контрольною точкою. Типова ситуація - виїзд з магазину/заправки з невеликим потоком машин, в такому випадку зелений сигнал на виїзд дається тільки по сигналу з датчика.

2. Оглядові камери, по можливості, ставляться на всі перехрестя, які оснащені оптоволоконним зв'язком - таким чином, з'являється можливість візуального контролю ситуації на перехрестях. Крім того, при розгляді конфліктних ситуацій складно переоцінити значимість архіву відеозаписів. В цьому випадку потрібно подбати про відповідну апаратуру записи з достатнім дисковим простором.

Ці ж відеозаписи можна аналізувати за допомогою спеціального програмного забезпечення, отримуючи статистику руху. Такі дані, природно, не придатні для використання дорожнім контролером, тому що виходять з істотною затримкою, але дуже корисні при оновленні / створенні організації руху, або для обліку глобальних змін потоків транспорту. Якщо потрібна тільки статистика руху, можна обійтися і без оптоволокна - мобільний комплект з камери і відеореєстратора дозволить досить оперативно знімати статистику руху при помірних витратах.

3. Камери - детектори, мабуть, найбільш універсальний і оптимальний по співвідношенню «ціна-якість» варіант детектора. Прості в установці та налаштуванні, добре справляються з більшістю завдань - контроль стоп-лінії, виявлення черг машин (потрібна окрема камера).

4. Радарні детектори - останні моделі є практично безкомпромісним рішенням. Свою високу ціну вони компенсують великою дальністю дії, до 160 м, широким захватом, можливістю не просто контролювати певні зони, а повністю супроводжувати машину, контролюючи стан і швидкість. При цьому детектор нечутливий до погоди і освітлення, взагалі не вимагає обслуговування. Налаштування трохи складніше, ніж в камері, але і кількість

виданих даних набагато більше. Оптимальний варіант для важливих перехресть, великих магістралей.

5. Bluetooth - детектори виявляють всі включені Bluetooth пристрої в радіусі 150 м і визначають унікальний код (MAC адреса) кожного з них. Порівнюючи коди пристроїв з різних детекторів, можна оцінити час, що витрачається на проїзд від одного перехрестя до іншого - таким чином з'являється можливість інструментальної оцінки ефективності адаптивного управління [2].

Щодо встановлених на ВДМ м. Харків, то відеокамери фірми HIKVISION DS-2CD7A26G0-IZ(H)S на сьогоднішній день є оптимальними по співвідношенню «ціна-функціонал». До головних переваг відеокамери фірми HIKVISION iDS-TCD200-A відносяться: можливість ведення відеоспостереження при будь-якому рівні освітлення; здатність одночасно спостерігати за рухом на 4 смугах дороги; змінний об'єктив; багатофункціональність; експлуатація в суворих умовах (-30 - 70° С при вологості менше 95%); низьке енергоспоживання (6 Вт максимум); компактні розміри; зрозумілий інтерфейс; легкий монтаж; високий рівень захисту (IP65).

Висновки. Для цілісної роботи всієї системи і отримання максимальної інформації від відеокамер необхідне відповідне програмне забезпечення та потужний сервер. Оскільки управління трафіком зараз стоїть на порядку денному, на інтелектуальні відеотехнології покладають великі надії.

В результаті дослідження позначена проблема необхідності вибору оптимального технічного периферійного засобу, в виду чого здійснено порівняльний аналіз сучасних детекторів транспорту. Це дозволяє в подальшому вирішувати ряд завдань, серед яких є реалізація адаптивного і динамічного управління, збір статистичних даних, виявлення ДТП тощо.

ЛІТЕРАТУРА

1. ДСТУ 4157-2003 Засоби технічні периферійні автоматизованих систем керування дорожнім рухом.
2. Потапенко А.И. Система автоматического распознавания изображений машин на кадрах видеопотока / А.И. Потапенко // Вісник ХНАДУ. – Вип. 61-62. - 2013.- С.269-272.
3. HIKVISION [Електронний ресурс] Режим доступу: <https://hikvision.com>.

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ПРОЦЕСУ РУХУ ГРУП ЩІЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКІВ ПЕРЕГОНАМИ

Семченко Н.О., Холодова О.О., Левченко О.С.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Вступ. Характерними особливостями умов руху транспортних потоків (ТП) у центральній частині міста є: висока питома інтенсивність транспортних потоків, яка сягає 600-1000 авт./год.; висока щільність транспортної мережі, довжина перегонів на якій не перевищує 600 м; оснащення ВДМ необхідними засобами регулювання руху; груповий характер руху транспортних засобів.

Огляд досліджень, що розглядають моделі руху ТП показав, що існуючі моделі адекватні і застосовні для ТП малих і середніх питомих інтенсивностей, при цьому зміна інтенсивності викликає зміну величин основних характеристик руху ТП: швидкості, інтервалів і щільності [1].

Існуючі моделі не можуть бути повною мірою застосовані для сучасних ТП, оскільки об'єм останніх значно збільшився і згідно дослідженням [2, 3] середнє значення питомої інтенсивності на міських магістралях складає більше 600 авт./год.

Постановка задачі. Процес перетворення груп автомобілів при русі від групоутворювального об'єкта має три чітко виражених стадії [3]:

- утворення груп при русі черги від стоп-ліній;
- розпад груп при русі по перегону;
- формування груп при підході на заборонний сигнал в зоні перехрестя.

На першій стадії група має початковий часовий розмір. При цьому інтервали між послідовними транспортними засобами мінімально допустимі. В процесі другої стадії може відбуватися збільшення часових інтервалів і як наслідок збільшення часового розміру всієї групи. Залежно від сигналу світлофору наприкінці перегону можливе подальше збільшення часових інтервалів або встановлення їх незмінного стану при дозволеному русі. Якщо рух заборонений, на третій стадії відбувається поступове зменшення часових інтервалів між послідовними автомобілями до мінімально допустимих і у результаті часовий розмір групи наближується до початкової. З метою виявлення характеру перетворення груп транспортних засобів в умовах високої інтенсивності у центральній частині міста, необхідно проаналізувати зміну основних характеристик ТП.

Основними факторами, що впливають на характеристику і перетворення груп є склад і інтенсивність ТП, швидкість транспортних засобів у групі, їх щільність і можливість обгонів. Щільність зрештою визначається величиною інтервалів між послідовними автомобілями у групі, які можуть вимірюватися в метрах (відстань між автомобілями), або в секундах (часовий інтервал). Інтервали разом зі швидкістю визначають часовий (лінійний) розмір групи, сумарний час її переміщення по перегону, отже потребують поглибленого вивчення.

Під час руху перегonom в ТП спостерігаються [3-5]:

- автомобілі, що рухаються вільно і не впливають один на одного при інтервалах більше 10 с;
- частково зв'язані автомобілі, що рухаються з інтервалами 1,5 - 10 с. При цьому розподіл інтервалів такий, що водії окремих автомобілів мають змогу маневрувати усередині потоку;
- зв'язана частина потоку. В цьому випадку протягом всього часу спостерігаються малі інтервали.

При зміні інтенсивності ТП (з урахуванням складу транспортного потоку) групам транспортних засобів властиво розпадатися і стискатися (формуватися) в процесі руху. При низькій інтенсивності групи транспортних засобів після проходження перехрестя швидко розпадаються і груповий характер руху з ростом відстані від групоутворювального об'єкта поступово зникає, при середній інтенсивності спостерігається чітко виражений груповий характер руху з подальшим поступовим розпадом, а при високій інтенсивності розпад зменшується і потік залишається зв'язаним.

Групи транспортних засобів, що створені групоутворювальним об'єктом, складаються з окремих автомобілів, що різняться своїми характеристиками (типом, технічними характеристиками). Вони також різняться кількістю автомобілів з певними технічними характеристиками. Це означає, що середній склад груп відрізняється один від одного, отже і властивості груп можуть відрізнятися. На значення часових інтервалів в першу чергу може впливати розкид швидкостей транспортних засобів у групі.

Втім, в міських умовах значення середньої швидкості ТП відповідно до Правил дорожнього руху знаходиться в межах до 60 км/год. Більшість сучасних автомобілів мають динамічні якості, що дозволяють одночасно розвивати і підтримувати цю швидкість у потоці. При цьому розкид швидкостей вельми незначний, і їм можна нехтувати. Враховуючи також переважну однорідність складу ТП в центральних частинах міст, можна зробити висновок, що склад ТП істотно не впливає на швидкість руху у групі. Що стосується впливу інтенсивності руху, то за даними [6, 7] швидкість порядку 60 км/год. може зберігатися при інтенсивності руху до 800 авт./год. на смугу (питомій інтенсивності).

З ростом інтенсивності ТП ймовірність появи великих часових інтервалів між автомобілями зменшується. Якщо при значенні питомої інтенсивності 300 авт./год. інтервали, що перевищують 10 с становлять 23 % , то при її зростанні до 700 авт./год. їх кількість зменшується до 3 %. Вірогідність появи інтервалів менших, ніж 3 с при інтенсивності 500 авт./год. становить 51-60 %. Кількість таких інтервалів при зростанні інтенсивності вдвічі сягає вже 78-81 %. При цьому інтервали в межах 1-2 с досягають 45 %, а менші, ніж 1 с – 10 % [6]. Отже, при зростанні питомої інтенсивності модальні значення часових інтервалів зміщуються вбік (у область) малих інтервалів.

Одним з чинників, що впливає на перетворення груп ТП під час руху перегонами, є обгони. Для здійснення обгону приймаються не всі інтервали. За дослідженнями [5, 8] на замських трасах інтервали понад 20 с не викликають складнощів під час обгонів; при інтервалах менше 10 с виконання обгонів ускладнюється; при інтервалах менше 5 с їх виконання стає дуже складним, а деколи неможливим [5, 8]. Для міських умов ці цифри удвічі менші [3, 7]. Таким чином, при інтервалах менших, ніж 3 с виконання обгонів стає практично неможливим, і автомобілі в такому транспортному потоці втрачають свою індивідуальність.

Таким чином, подальший аналіз формування і перетворення груп ТП високої інтенсивності на ділянках центральної частини міста може базуватись на наступних припущеннях:

- розкид швидкостей автомобілів, що входять до групи, є незначним і практично не залежить від складу і інтенсивності ТП;
- ТП зв'язаний, транспортні засоби рухаються з інтервалами, при яких обгони практично неможливі;
- з ростом інтенсивності ТП кількість автомобілів, що рухаються з малими інтервалами збільшується, середнє значення часового динамічного габариту зменшується і зменшується розкид значень часового динамічного габариту від середнього.

Суттєве зменшення інтервалів в область менших інтервалів призводить до відповідного зміщення їх модального значення [6]. Отже, для часових інтервалів у групі транспортних засобів характерна різка позитивна асиметрія кривих щільності розподілу. Графічно це

виражається в прискореному падінні ймовірності зліва від моди і сповільненому падінні – справа. Асиметрія розподілу зміщує медіану, яка розділяє нижні 50 % і верхні 50 % вибірки, і особливо середнє арифметичне значення убік від моди. Одне аномальне значення по своїй "вазі" може бути рівне багатьом ординарним значенням, тому середнє арифметичне сильно чутливе до неідеальності розподілу, воно легко зміщується убік від моди. Для медіани ж всі значення по вазі рівні, тому будь-яка аномалія, скільки завгодно сильна, якщо складається з одного вимірювання, змістить медіану лише на одне вимірювання, а оскільки зазвичай біля медіани щільність ймовірності висока, цей зсув буде швидше за все мінімальним і малоістотним. Таким чином, при флуктуаціях розподілу (тобто при переході від ідеальної гістограми до реальної) середнє арифметичне не дуже стійкий показник положення моди, а медіана – набагато більш стійкий. Стійкі показники (робастні), які базуються не на формальних формулах параметрів, а на загальній логіці ймовірності (на загальній масі значень, розмірі вибірки) переважні за параметричні у випадках відхилення розподілу від ідеального. Саме тому необхідно оцінювати моду декількома способами – через середнє і через медіану.

У [6] стверджується, що опису розподілу часових інтервалів щільних ТП відповідає розподіл Пірсона III типу. Але технічні характеристики транспортних засобів у порівнянні з дослідженнями, проведеними в [6] до 90-х років, значно зросли і можна припустити, що на теперішній час криві розподілу часових інтервалів щільних ТП мають більше значення ексцесу, що більше відповідає логарифмічно нормальному розподілу. Можливість такого розподілу висловлювалася в роботах [6, 9].

Окрім позитивних асиметрії і ексцесу, ознакою логнормальності при розподілі часового динамічного габариту є високий коефіцієнт варіації (більше 33%). При попередніх дослідженнях коефіцієнт варіації склав 55-75 %.

Логарифмічно нормальний закон розподілу часового динамічного габариту транспортних засобів в ТП є моделлю для опису інтервалів часу між послідовними автомобілями і дозволяє виявити модальне значення часового інтервалу для ТП високої інтенсивності

Методика дослідження. Згідно поставлених задач – отримання значень часового динамічного габариту в ТП залежно від довжини перегону й оцінювання деформації групи за високої інтенсивності ТП, експеримент проводився на найбільш завантажених магістралях міста (рис. 1) з якісним покриттям, кількістю смуг руху не менше двох на кожному напрямі, інтенсивністю руху, що перевищує 600 авт./год., а довжина ділянки між перехрестями доріг не більше 600 м.



Рисунок 1. Схема розташування місць проведення експериментальних досліджень параметрів руху на перегонах: а – ділянка Московського проспекту; б – ділянка вул. Ключківської; в – ділянка проспекту Науки

Всі натурні спостереження проводилися в буденні дні тижня, у вівторок, середу, четвер, з 8.00 до 11.00 години. Час проведення експериментів відповідав «часу пік».

Реєстрація моментів проходження автомобілями контрольованих перетинів здійснювалася спостерігачами на стаціонарних постах за допомогою відеокамер. Зйомка проводилася одночасно на усіх постах.

Методика вимірювань полягала у визначенні часових інтервалів між автомобілями в декількох перетинах на перегоні між перехрестями.

Результати досліджень. Під час обробки експериментальних даних інтервали більші 10 с не враховувалися (відсікалися), тому що в цьому разі рух вважається вільним [10].

Гістограми розподілу часового динамічного габариту на різних відстанях від перехрестя на перегоні вулиці Клочківська надані на рис. 2.

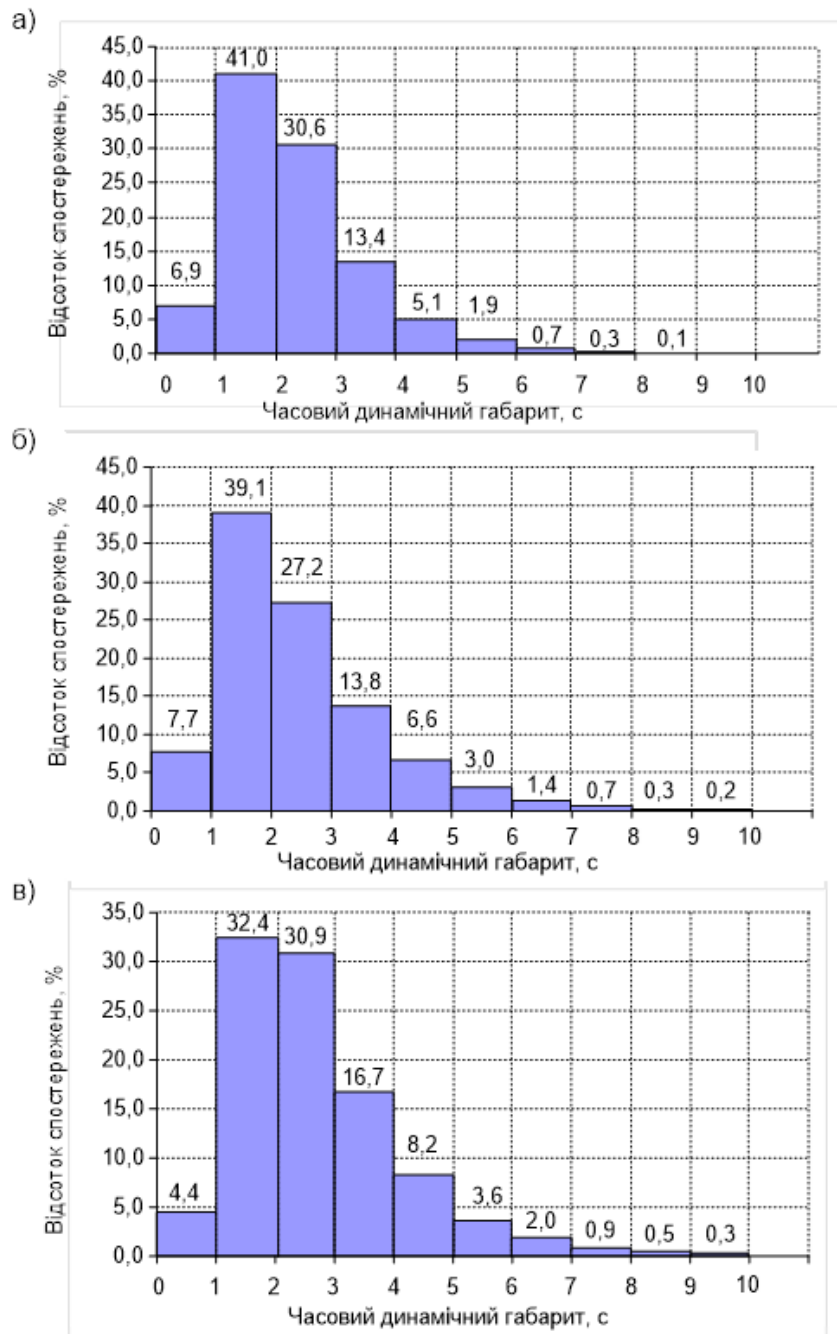


Рисунок 2. Гістограма розподілу часового динамічного габариту на різних відстанях від групоутворювального об'єкта (перехрестя): а – на початку перегону безпосередньо за перехрестям; б – через 200 м; в – через 400 м

На початку перегону безпосередньо за перехрестям часові інтервали близькі за значенням до інтервалів потоку насичення. Майже 79 % автомобілів рухаються з інтервалами до 3 с, з них близько 48 % – з інтервалами 1-2 с. На відстані 200 м від перехрестя кількість автомобілів, що рухаються з інтервалами 1-2 с декілька падає – 47%, і кількість автомобілів, що рухаються з часовим динамічним габаритом до 3 с незначно зменшується (74%). Така деформація групи автомобілів на перегоні викликана різними динамічними якостями автомобілів і впливом індивідуальних особливостей водіїв. На відстані 400 м від перехрестя при наближенні до наступного перехрестя середнє значення часового динамічного габариту декілька зростає і з інтервалами до 3 с рухається 68% автомобілів, з інтервалами 1-2 с – 37% автомобілів.

Аналогічні результати були отримані під час обробки експериментальних даних на перегонах Московського проспекту і проспекту Науки.

Значення часового динамічного габариту, отримані експериментально, можуть бути з більшою або меншою достовірністю описані різними теоретичними розподілами, тому першою з вирішуваних статистикою задач є вибір найкращого закону розподілу.

Для опису експериментальних даних були перевірені теоретичні розподіли: нормальний, експоненційний, Гамма-розподіл, логарифмічно нормальний та розподіл Вейбула (рис. 3.8).

Проведена обробка статистичних даних вибірки для контрольних меж на різних відстанях від регульованого перехрестя на досліджуваних вулицях.

Висновки. У ході дослідження параметрів щільних транспортних потоків встановлено, що за питомої інтенсивності руху ТП у діапазоні 600-1000 авт./год. часовий динамічний габарит транспортних засобів у групі підпорядковується логарифмічно нормальному розподілу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Пропускная способность автомобильных дорог / [Сильянов В. В., Лобанов Е. М., Сапегин М. Н., Ситников Ю. М. и др.] – М.: Транспорт, 1970. – 152 с.
2. Сильянов В. В. Теория транспортных потоков в проектировании дорог и организации движения / В. В. Сильянов. – М.: Транспорт, 1977. – 303 с.
3. Петров В. В. Управление движением транспортных потоков в городах: монография / В. В. Петров. – Омск: СибАДИ, 2007. – 92 с.
4. Кременец Ю. А. Технические средства организации дорожного движения: Учебник для вузов / Ю. А. Кременец, М. П. Печерский, Н. Б. Афанасьев. – М.: ИКЦ “Академкнига”, 2005. – 279 с.
5. Лобанов Е. М. Транспортная планировка городов: [для студ. вищ. навч. закл.] / Е. М. Лобанов - М.: Транспорт, 1990. – 240 с.
6. Дрю Д. Теория транспортных потоков и управление ими / Д. Дрю; пер. с англ. Е. Г. Коваленко и Г. Д. Шермана; под редакцией чл. – корр. АН СССР Н. П. Бусленко. – М.: Транспорт, 1972. – 423 с.
7. Breiman L. The statistical properties of freeway traffic / L. Breiman, R. Lawrence, D. Goodwin, V. Bailey // Transportation Research. – 1977. – Vol. 11A. – № 4. – Pp.221 – 228.
8. Сильянов В. В. Теория транспортных потоков в проектировании дорог и организации движения / В. В. Сильянов. – М.: Транспорт, 1977. – 303 с.
9. Системологія на транспорті. Підручник у 5 кн. / Під заг. ред. Дмитриченка М. Ф. – Кн. I: Основи теорії систем і управління / [Е. В. Гаврилов, М. Ф. Дмитриченко, В. К. Доля та ін]. – К.:Знання України, 2005. – 344 с.
10. Красников А. Н. Закономерности движения на многополосных автомобильных дорогах / А. Н. Красников. – М.: Транспорт, 1988. – 111 с.

Секція 2

ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ, НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ

ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА 6S70MC-C ЗА РАХУНОК УСТАНОВКИ СИСТЕМИ ALPHA ACC

Врублевський Р.Є.

Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Підвищення надійності циліндро-поршневої групи безпосередньо пов'язана з витратами циліндрового масла. Для підвищення надійності циліндро-поршневої групи потрібно оптимізувати витрати циліндрового масла за рахунок вдосконалення системи подачі циліндрового масла. Додатковою перевагою якої, буде економія в споживанні масла в циліндрі та зменшить вплив на навколишнє середовище.

Основна частина. Система Alpha Lubricator, рис. 1, доступна для всіх двигунів MAN B & W MC / MC-C. Двотактні двигуни мають алгоритм контролю дозування оливи циліндра пропорційно вмісту сірки в паливі. Цей алгоритм називається Альфа-адаптивний контроль циліндрового масла (Alpha ACC). Щоб досліджувати потенційні заощадження з Alpha ACC, програма тестування великих масштабів ведеться на двигунах MAN B & W MC/MC-C, що обслуговуються для декількох власників.

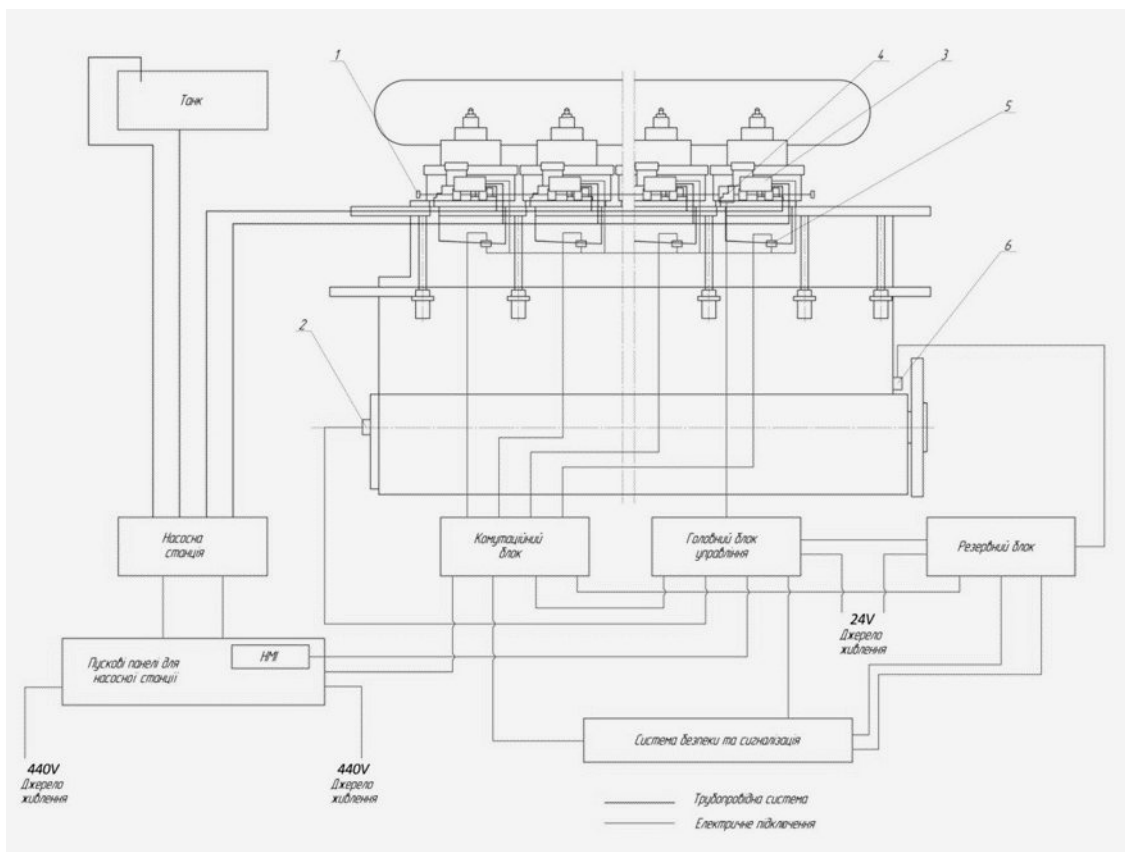


Рисунок 1. Система циліндрового змащення Alpha Lubricator установлений на головний дизельний двигун 6S70MC-C MAN B&W

Метою програми тестування є визначення рівня заощадження в споживанні масел на циліндрі, використовуючи електронно-керовану систему Alpha Lubricator. Додаткова перевага полягає в тому, що така економія в споживанні масла в циліндрі зменшить вплив на навколишнє середовище від експлуатаційних суден з системою Alpha Lubricator System. Очікується також більш рівномірний та оптимальний рівень зносу циліндрів.

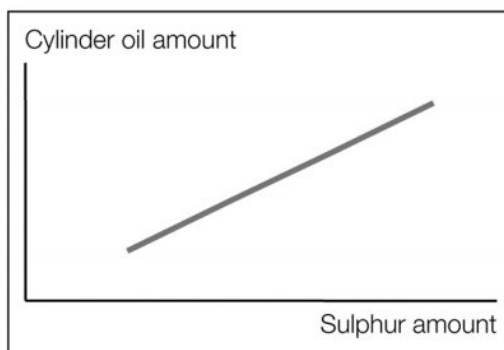


Рисунок 2. Кількість циліндрового масла пропорційна кількості сірки, що надходить у циліндри (основний принцип Alpha ACC)

Принцип роботи системи:

Принцип роботи Alpha ACC відображає рис. 2. Кількість масла циліндра регулюється так, щоб вона була пропорційна кількості сірки, що надходить у циліндр з паливом. Наступні два критерії визначають контроль:

- дозування циліндрового масла повинно бути пропорційним відсотку сірки в паливі;
- дозування циліндрового масла повинно бути пропорційним навантаженню двигуна (тобто кількість палива, що надходить у циліндри).

Впровадження вищезазначених двох критеріїв призведе до оптимального дозування масла у циліндри, пропорційне кількості сірки, що надходить у циліндри.

Вищезазначений принцип ґрунтується на спостереженні, що основна частина зносу втулки циліндра носить корозійний характер, тому кількість нейтралізуючих лужних компонентів, необхідних для циліндра, повинна бути пропорційною до кількості сірки (що утворює сірчані кислоти), що надходить у циліндри. Встановлено мінімальне дозування масла циліндра для обліку інших властивостей циліндрового масла (закріплення достатньої масляної плівки, мийних властивостей тощо). На рис. 3 показано контроль дозування циліндрового масла, пропорційний відсотку сірки в паливі. Мінімальна швидкість подачі від 0,5 г/(КВт·год). Це мінімальне значення є попереднім, зважаючи на ефективність змащення, досягнутої в системі Alpha Lubricator.

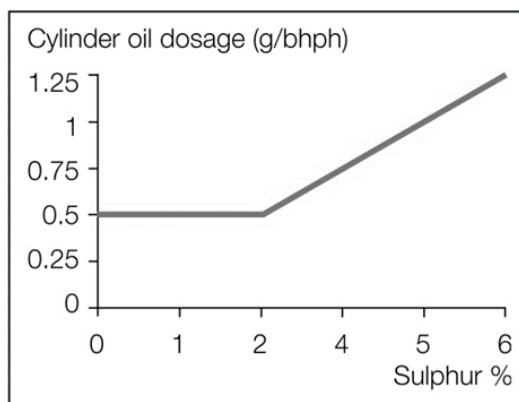


Рисунок 3. Швидкість подачі циліндрового масла пропорційно відсотку вмісту сірки в паливі

Контроль згідно з рис. 3 базується на стандартному циліндровому маслі TBN 70-80. Для довгої експлуатації палива із вмістом сірки нижче 1% рекомендується переходити до циліндрового масла з нижчим TBN (тобто TBN 40...50 циліндрового масла). Вплив на навколишнє середовище чітко продемонстровано: власники, які хочуть працювати на

«зеленому» паливі (малосірчасте паливо), одночасно матимуть можливість працювати з «зеленими» циліндровими маслами.

При частковому навантаженні зміна подачі масла пропорційно навантаженню знизить вплив на навколишнє середовище від надмірного змащення. Вище описана Alpha ACC, що реалізується з так званим «Алгоритмом сірки» (рис. 4), у системі Alpha Lubricator. У сучасній версії системи Alpha Lubricator екіпаж на борту судна вводить так зване «НМІ-налаштування», що базується на відсотках сірки використаного палива (рис. 3). Це виконується одним входом на панелі НМІ системи Alpha Lubricator кожного разу, коли змінюється специфікація палива.

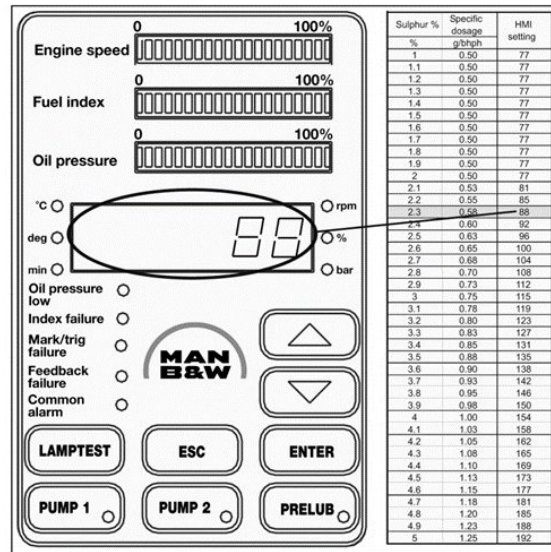


Рисунок 4. «Алгоритм сірки» в системі Alpha Lubricator

Висновки: Впровадження системи використання Alpha ACC дозволяє циліндровому маслу досягти необхідного рівня миття та диспергування, щоб зберегти поршневі кільця та втулку, а також необхідне базове число (BN) для нейтралізації кислот, утворених під час згоряння. Також оптимізація подавання циліндрового масла не тільки поліпшує змащення рухомих частин, але також впливає на контроль ступеня корозії на поверхні гільзи.

За рахунок використання Alpha ACC отримується значна економія коштовного циліндрового масла. Це дозволило безпечно експлуатувати ЦПГ дизеля при його роботі на паливі з вмістом сірки до 3%. Дані фактори забезпечили економічно ефективний режим роботи дизеля при мінімальному корозійному зносі циліндрових втулок.

Вимірювання зносів втулок показали позитивний ефект використання даного методу. Проведене дослідження показало, що використання Alpha ACC дозволив забезпечити зниження питомого зносу циліндричних втулок на 6,8% (на 1000 годин) протягом півріччя.

Система Alpha ACC може бути реалізована для всіх двигунів MC/MC-C, оснащених системою Alpha Lubricator. Як модернізація суден, що експлуатуються, система Alpha Lubricator з Alpha ACC матиме термін окупності менше двох років у більшості типів двигунів MC/MC-C.

ЛІТЕРАТУРА

1. Яхьяев Н.Я. Моделирование износа и определение срока службы втулок цилиндров судовых дизелей. Двигатели внутреннего сгорания. №1, 2010 – С 106–109
2. <https://www.teploprofi.com/seriya-varitherm-vt/>
3. Instruction Manuals 6S70MC-C, 2000
4. Service Letter SL2013-571/JAP. Cylinder Lubrication Update, 2013
5. Instruction MAN B&W. Alpha Adaptive Cylinder-oil Control Alpha ACC.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МНОГОТОПЛИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ И ЕГО ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

Матвеев В.В.

Херсонская государственная морская академия, Украина

Благодаря переходу с жидкого нефтяного топлива на природный газ, многотопливный двигатель имеет следующие четыре преимущества:

- *соответствие экологическим требованиям с более низкой стоимостью топлива*: в пределах ЕСА для NO_x, соответствующего регулированию выхлопных газов, режим газового топлива более эффективен без необходимости установки дополнительной обработки выхлопных газов. Регулирование NO_x может соответствовать нормам IMO Tier III. Согласно регламенту SO_x, выбросы SO₂ и PM практически равны нулю, однако за пределами ЕСА двигатель соответствует нормам NO_x IMO Tier II в дизельном режиме с использованием недорогого жидкого топлива.

- *CO₂ снижение*: в газовом режиме выбросы CO₂ снижаются по сравнению с дизельными двигателями на жидком топливе. На рис. 1 показывается сравнение выбросов по объему при использовании МДО и газового топлива.

Выбросы CO₂ и NO_x снижаются примерно на 23% и 90%, соответственно по сравнению с дизелями на жидком топливе. Также подтверждено, что выбросы SO₂ и твердых частиц практически равны нулю.

- *резервирование топлива*: возможна гибкость в выборе топлива в зависимости от цены. Более того, даже если одно топливо истощается, корабль может работать на другом топливе.

- *уменьшение размера резервуара для LNG*: он может быть меньше по сравнению с судном, работающим только на газовом топливе.

В таблице 1 показаны основные характеристики двух топливного судового дизеля, двигатель (6DE28DF, Daihatsu Diesel MFG Co., Ltd.). Это четырехтактный двигатель, используемый как для движения корабля, так и для выработки энергии внутри корабля.

Объясняются результаты эксплуатационных испытаний двух топливного двигателя. Для двигателя существует два режима работы. В режиме работы на дизельном топливе, он соответствует нормативам IMO NO_x Tier II и уменьшает нормативное значение NO_x за счет улучшения сгорания.

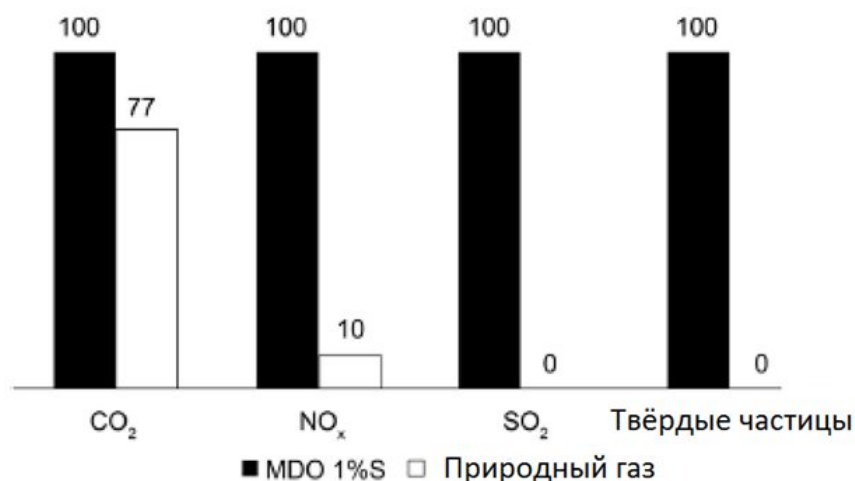


Рисунок 1. Сравнение выбросов судового дизеля, работающего на топливе MDO, включающего 1% серы, и на природном газе

Таблиця 1. Характеристики двигателя 6DE28DF

Диаметр цилиндра	мм	280
Ход поршня	мм	390
Количество цилиндров	-	6
Обороты двигателя	мин ⁻¹	720/750
Мощность двигателя	кВт	1730

В режиме работы на газе, хотя SO_x почти равен нулю, необходима значительная корректировка, чтобы соответствовать нормативам IMO NO_x Tier III из-за термического образования NO_x. Следующие элементы являются основными регулирующими факторами: соотношение воздух-топливо, время и количество впрыска топлива микро-клапаном, давление подачи газа и время закрытия впускного клапана. В газовом режиме, высокий КПД обычно достигается при соотношении воздух-топливо приблизительно 2,1 - 2,2 (сжигание обедненной смеси с турбонагнетателем). Эти факторы оптимально скорректированы в тесте. Следовательно, норма IMO NO_x Tier III была чище в газовом режиме.

Особенности переключения режима работы с газа на нефть и с нефти на газ очень важны. Когда переход судна проходит в газовом режиме, иногда необходимо мгновенно переключиться на дизельно-топливный режим. Было подтверждено, что переключение режима возможно путем остановки работы клапана впрыска газа и мгновенного впрыска жидкого топлива без изменения частоты вращения двигателя и нагрузки. Пример перехода с газа на жидкое топливо показан на рис. 2. Скорость вращения, зависящая от времени и мощность двигателя показаны на графике.

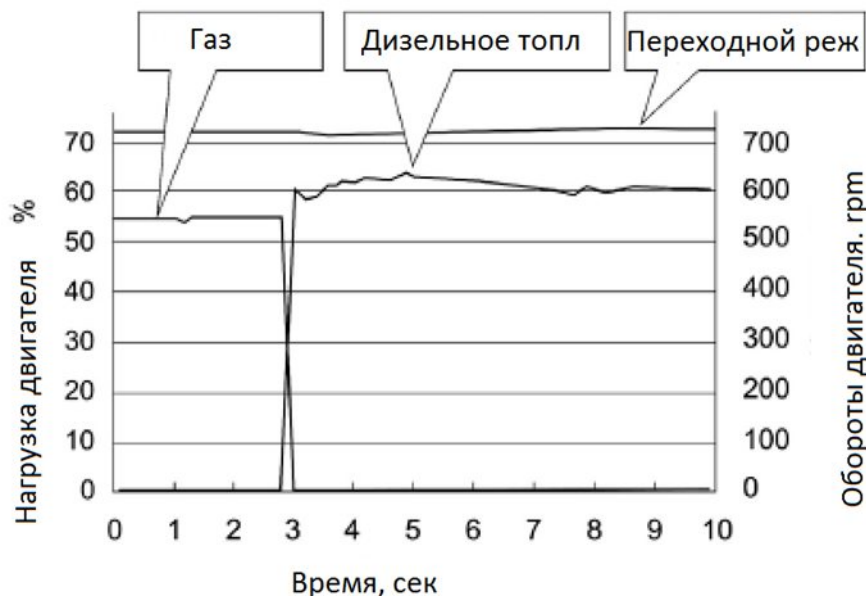


Рисунок 2. Пример перехода с режима работы двигателя на газе, на режим работы на жидком топливе

Как показано на рисунке, переключение завершается всего за 0,2 – 0,3 с, а скорость вращения и мощность также стабильны.

В случае перехода с дизельного режима на газовый, если количество подаваемого газа быстро увеличивается, возникает состояние с высоким содержанием топлива, вызывающее детонацию. Поэтому мгновенное переключение затруднено; однако подтверждено, что стабильное переключение возможно за счет постепенного увеличения количества подаваемого газа при сохранении соотношения воздух-топливо, при котором детонация не возникает.

Кроме того, поскольку стабильная рабочая область шире на стороне с низким выходом, возможно переключение за более короткое время.

Экономический анализ судов, работающих на сжиженном газе и на жидком топливе.

Как описано в предыдущем подразделе относительно многотопливных двигателей, двигатели, работающие на LNG, имеют более низкие выбросы NO_x, SO_x и PM, чем двигатели, работающие на жидком топливе. Однако двигатели, работающие на LNG, имеют более высокие капитальные и эксплуатационные расходы из-за разницы в цене между LNG и мазутами. Если требуется дополнительная обработка выбросов NO_x для SCR, следует учитывать стоимость раствора карбамида. Рыночные цены на топливо и карбамид в 2011 и 2012 приведены ниже. Цена на нефтяное топливо зависит от содержания серы в топливе. Цена на мазут с низким содержанием серы (LSFO) или MDO (с содержанием серы 0,1% или 0,5%) оценивается в 1100 долларов США или долларов США за тонну.

Цена LNG - 440 долларов за 1 м³. Цена 40% раствора карбамида (800 \$ USD / тонна) почти такая же, как у мазута (HFO) (720 \$ USD/ тонна). Поскольку импортная цена за единицу энергии LNG составляет примерно 20 \$ USD/mmBTU, BTU (млн британских тепловых единиц, 1 BTU = 1,055 кДж), а цена тяжелой нефти составляет примерно 17 \$ USD/ mmBTU. в 2012 году, цена на LNG-топливо немного выше, чем на нефтяное топливо.

По этим причинам интересен экономический анализ плавания международных трансокеанских торговых судов с учетом капитальных и эксплуатационных затрат на LNG и двигатели, работающие на мазуте, поскольку двигатели на жидком топливе требуют карбамид для снижения выбросов NO_x с помощью SCR, хотя цена на жидкое топливо ниже, чем на LNG.

За основу экономического анализа взяты трансокеанские контейнеровозы, работающие на LNG, между Азией и Европой и сравнение с существующим контейнеровозом, заправляющимся мазутным топливом.

LSFO технический вид мазута, используемого на борту судов; в данном случае он соответствует тяжелой нефти. В соответствии с целевой спецификацией судна, рассматривается существующий нефтеналивной контейнеровоз на 9300 TEU, курсирующий между Японией и Европой через Суэцкий канал. Технические характеристики контейнеровоза следующие: максимальная грузоподъемность = 9300 TEU, фактическая грузоподъемность = 9144 TEU, длина L = 332,15 м, длина между перпендикулярами L_{pp} = 315,0 м, ширина W = 45,2 м, глубина D = 26,8 м. Дедвейт (DW) (план) = 71200 тонн, DW (летний) = 88200 тонн, максимальная мощность ГД = 58400 кВт, суммарная мощность четырех вспомогательных двигателей 2900 кВт и тихоходной двигательной установки с непосредственным приводом. Эксплуатация нефтеналивного судна: дней в пути туда и обратно = 70 суток, средняя скорость = 19 узлов, мощность двигателя = 22000 кВт, нагрузка двигателя 38%.

Исходя из технических характеристик и операции, следующие виртуальные будущие проекты А - С контейнеровозов, которые соответствуют нормативам IMO Tier III по выбросам, были разработаны следующим образом. Здесь под ЕСА понимается все Средиземное море.

1. Проект А: Тихоходная дизельная двигательная установка с непосредственным сцеплением, работающая на жидком топливе, (LD) судно с устройством SCR. Технические характеристики судна: Главные двигатели и силовая установка: частота вращения двигателя = низкая, двигатель тип = дизель, силовая установка = прямая, кол-во 1 ед., всего мощность = 58400 кВт, тяговая мощность = 22000 кВт, расход топлива = 174 г / кВт*ч. Вспомогательный двигатель: частота вращения = средняя, двигатель тип = дизель, количество 4 шт., общая мощность = 2900 кВт, расход топлива = 217 г / кВт*ч. Топливо: В ЕСА используется LSFO (0,1% серы); вне ЕСА используется LSFO (0,5% серы). Для котла используется LSFO. SCR для основного двигателя устанавливается, но не для вспомогательного двигателя.

2. Проект В: Рассмотрено судно дальнего плавания. Многотопливный тихоходный дизельный двигатель LD работающий на LNG в качестве основного топлива, LSFO в качестве дополнительного топлива. Технические характеристики следующие. Главные двигатели и силовая установка: частота вращения двигателя = низкая, тип двигателя = DF, силовая установка = прямая, количество 1 единица, общая мощность = 58400 кВт, тяговая мощность = 23100 кВт, расход топлива 174 г / кВт*ч. Вспомогательный двигатель: частота вращения = средняя, тип двигателя = газ DF, количество = 4 единицы, общая мощность = 2700 кВт, расход топлива = 217 г / кВт*ч. Топливо: используются в ECA, LNG и LSFO (0,1% серы) (10% от общего количества топлива). Для котелѣ, используется LNG. Установлена SCR для главного двигателя, но для вспомогательного двигателя он не устанавливается.

3. Проект С: Рассмотрено среднеоборотное дизель-электрическое судно, работающее на LNG. LNG используется повсеместно. Технические характеристики следующие. Главные двигатели и силовая установка: частота вращения двигателя = средняя, тип двигателя = газ DF, силовая установка = электрическая, количество = 4 единицы, общая мощность = 58400 кВт, тяговая мощность = 23100 кВт, расход топлива = 185 г / кВт*ч. Вспомогательный двигатель: частота вращения = средняя, тип двигателя = газ DF, количество = 1 единица, общая мощность = 2700 кВт, расход топлива = 193 г / кВт*ч. Топливо: как в ECA, так и вне ECA используются LNG и LSFO (3% от общего количества топлива). Для котла используется LNG. SCR для основного и вспомогательного двигателей не устанавливается.

На основании оценки стоимости, финансовые эффекты проектов А, В, С, были проанализированы. В результате, кривые чистой приведенной стоимости (NPV) показаны на рис. 3. NPV - это оценка прибыли, рассчитанная путем вычитания приведенной стоимости оттока денежных средств, включая первоначальную стоимость, из приведенной стоимости притока денежных средств за период времени. По горизонтальной оси отложено время с момента начала работы, а единицей измерения является год. Вертикальная ось отображает чистую приведенную стоимость. Результаты проектов А, В и С показаны на рис. 1.3.

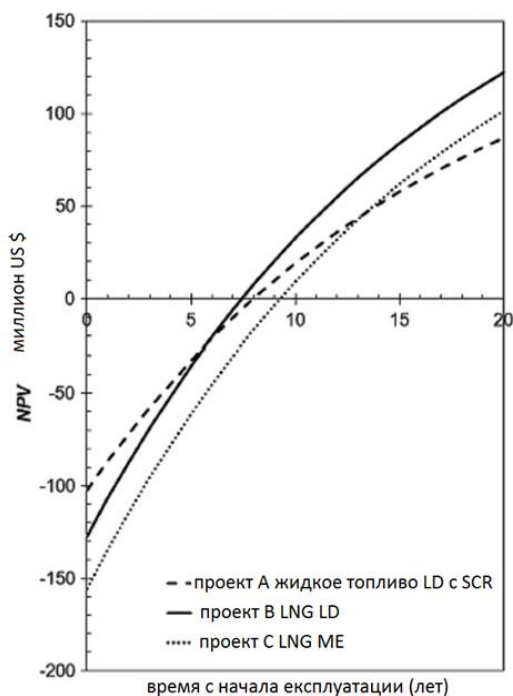


Рисунок 3. График зависимости чистой приведенной стоимости (NPV) по времени эксплуатации судов, работающих на LNG сжиженный натуральный газ, SCR - селективное каталитическое уменьшение

Хотя начальные капитальные затраты (абсолютные значения NPV при $t = 0$) для судна LNG LD и ME выше, суда LNG не только экологичны, но и экономичны с точки зрения эксплуатационных затрат.

Срок окупаемости составляет 7,9 лет при нулевой чистой приведенной стоимости для проекта А, 7,4 года для проекта В и 9,2 года для проекта С. Примерно через 6 лет первоначальный разрыв в стоимости проектов А и В выравнивается. Примерно через 13 лет первоначальный разрыв в стоимости проектов В и С компенсируется.

Эти результаты показывают, что главный двигатель, работающий на LNG, является многообещающим, как для будущего приводного устройства. Результат во многом зависит от цен на LNG и нефтяное топливо. Расчеты проводились на основе рыночных цен 2011 и 2012.

ЛИТЕРАТУРА

1. M. Adachi, H. Kosaka, T. Fukuda, S. Ohashi, K. Harumi, Economic analysis of transocean LNG-fueled container ship, J. Mar. Sci. Technol. 19 (2014) 470-478.
2. K. Hanamoto, SOx reduction technologies and development of dual fuel engine, J. Jpn. Inst. Mar. Eng. 50 (3) (2015) 336-340 (in Japanese).

ДИНАМІКА ЛАНЦЮГОВОГО ПРИВОДУ З ВРАХУВАННЯМ РІЗНИХ МАТЕРІАЛІВ І ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГУНІВ РІЗНОГО ТИПУ

Пилипенко О.І.

Державний науково-дослідний інститут випробувань і сертифікації озброєнь та військової техніки, Україна

Вступ. Типовим прикладом застосування ланцюгових приводів у дизельних двигунах внутрішнього згорання, де ланцюг працює на трьох і більше зірочках, є газорозподільчий механізм і додаткові агрегати двигуна 4,2 л V8 TDI. Аналогічні, ще більш складні та розгалужені ланцюгові приводи застосовуються в дизельних двигунах кораблів, наприклад, 8ДК2РН 74/160. Численні агрегати типу повітродувки та ін. приводяться в рух ланцюговими передачами від електродвигунів різного типу.

Ланцюгова передача в приводах машин, володіючи великою податливістю, може бути як джерелом, так і гасителем поперечних, поздовжніх і крутильних коливань. Вибір оптимальних параметрів ланцюгового приводу може, якщо не ліквідувати повністю, то значно зменшити коливання і підвищити стійкість роботи приводу.

Машинні методи моделювання дозволяють, як правило, вилучити етапи натурних експериментальних досліджень, забезпечити швидкий і всебічний аналіз структури і параметрів приводу.

Актуальність досліджень. Як відомо, сталі зірочки ланцюгових передач мають п'ятикратний запас міцності. Стандартні приводні ланцюги мають запас міцності від 5 до 54. І, незважаючи на це, як свідчить досвід експлуатації машин та обладнання з ланцюговим приводом, ресурс ланцюгової передачі складає часто 50% і менше ресурсу машини. Тобто, справа полягає не у величині коефіцієнтів запасу міцності деталей ланцюгової передачі, вони-то як раз значно перевищують середній коефіцієнт запасу міцності, прийнятий у машинобудуванні. Вся справа в динамічних навантаженнях ударного і вібраційного характеру, в переважній більшості випадків виходу ланцюгової передачі з ладу причиною є розколювання роликів роликівого ланцюга від недопустимо великих контактних напружень, пошкодження шарнірів і руйнування ланцюга. Тому всі зусилля по подальшому підвищенню руйнівного зусилля ланцюга позбавлені всякого сенсу, тому що роликівий ланцюг, яким комплектуються 96% ланцюгових передач, як правило, працює при навантаженнях, що складають 10-20% від руйнівного зусилля.

Ефективні шляхи зниження динамічних навантажень вимагають встановлення ступеня участі окремих факторів у їх формуванні. Тому важливо дослідити динамічну систему ланцюгового приводу як елемента пружної системи машини з метою її аналізу, більш глибокого, ніж це можливо при дослідженні всієї машини в цілому. Такий аналіз дозволить визначити вплив конструктивних параметрів передачі на її динамічну якість з точки зору максимального зменшення можливих в ній коливань і динамічних навантажень під час різних режимів її роботи.

Постановка задачі. Теоретичні та експериментальні дослідження динамічної системи як ланцюгової передачі, так і ланцюгового приводу з врахуванням різних матеріалів її деталей і характеристик різних двигунів, що дасть можливість отримати загальну картину динамічних явищ, що неминуче супроводжують їх роботу, уникнути можливих резонансів на різних режимах роботи, отримати залежності для розрахунку частот власних і вимушених коливань, а також динамічних навантажень, і накреслити шляхи для усунення або, у крайньому разі, послаблення небажаних коливань, що забезпечить високу динамічну якість ланцюгових приводів під час їх проектування та експлуатації.

Результати досліджень. Рівняння руху ланцюгового приводу з будь-якою кількістю обертових мас записуються наступним чином [1]:

$$\begin{aligned}
 & I_1 \ddot{\phi}_1 + \eta(\dot{\phi}_1 R_1 - \dot{\phi}_2 R_2) R_1 + c_{1,2}(\phi_1 R_1 - \phi_2 R_2) R_1 + \eta(\dot{\phi}_1 R_1 - \dot{\phi}_n R_n) R_1 + \\
 & + c_{1,n}(\phi_1 R_1 - \phi_n R_n) R_1 = -c_{1,2}(S_{x1} - S'_{x2}) R_1 - c_{1,n}(S'_{x1} - S_{xn}) R_1 + M_{\partial}; \\
 & \dots \\
 & I_i \ddot{\phi}_i + \eta(\dot{\phi}_i R_i - \dot{\phi}_{i-1} R_{i-1}) R_i + c_{i-1,i}(\phi_i R_i - \phi_{i-1} R_{i-1}) R_i + \eta(\dot{\phi}_i R_i - \dot{\phi}_{i+1} R_{i+1}) R_i + \\
 & + c_{i,i+1}(\phi_i R_i - \phi_{i+1} R_{i+1}) R_i = -c_{i-1,i}(S'_{xi} - S_{xi-1}) R_i - c_{i,i+1}(S_{xi} - S'_{xi+1}) R_i; \\
 & \dots \\
 & I_n \ddot{\phi}_n + \eta(\dot{\phi}_n R_n - \dot{\phi}_{n-1} R_{n-1}) R_n + c_{n-1,n}(\phi_n R_n - \phi_{n-1} R_{n-1}) R_n + \eta(\dot{\phi}_n R_n - \dot{\phi}_1 R_1) R_n + \\
 & + c_{n,1}(\phi_n R_n - \phi_1 R_1) R_n = -c_{n-1,n}(S'_{xn} - S_{xn-1}) R_n - c_{n,1}(S_{xn} - S'_{x1}) R_n - M_C,
 \end{aligned} \tag{1}$$

де $I_1, \dots, I_i, \dots, I_n$ – приведені моменти інерції обертових мас з зірочками;

$\phi_{1,2}, \dots, \phi_{i,i+1}, \dots, \phi_{n,1}$ – миттєві кути повороту обертових мас (зірочок);

$c_{1,2}, \dots, c_{i,i+1}, \dots, c_{n,1}$ – жорсткості відповідних віток ланцюгового контуру;

$R_1, \dots, R_i, \dots, R_n$ – радіуси розташування кінцевих шарнірів ланцюгового контуру на зірочках;

$S_{x1}, \dots, S_{xi}, \dots, S_{xn}$ – функції збурення кінцевих шарнірів віток ланцюгового контуру;

η – коефіцієнт демпфірування;

M_{∂}, M_C – відповідно рушійний момент і момент опору.

В результаті аналітичних досліджень отримані уточнені залежності для визначення деформації найбільш навантаженої ведучої вітки ланцюгового контуру і кутових прискорень та швидкостей обертових мас $\ddot{\phi}_1, \dot{\phi}_1, \ddot{\phi}_2, \dot{\phi}_2$ з урахуванням демпфірування, рушійного моменту, моменту опору і жорсткостей віток.

В табл.1 представлено порівняння результатів дослідження динамічних навантажень багатомасових ланцюгових передач, оснащених стандартними металевими і полімерними деталями.

Таблиця 1. Порівняння результатів дослідження багатомасових ланцюгових передач

Показник	Виконання деталей передачі	Експериментальне дослідження	Теоретичне дослідження (моделювання)	Разходження значень
Динамічне навантаження у ведучій вітці ланцюгового контуру (середнє значення), Н	Металеві зірочки, металевий ланцюг (М+М)	360	340	5,6%
	Полімерні зірочки, металевий ланцюг (П+М)	338	325	3,8%
	Металеві зірочки, полімерний ланцюг (М+П)	264	250	5,3%
	Полімерні зірочки, полімерний ланцюг (П+П)	266	261	1,9%

В результаті застосування деталей з полімерного композиту, підбору оптимальних параметрів передачі момент сил тертя, імпульс сили (кількість руху) шарнира, динамічне навантаження у ведучій вітці ланцюгового контуру і необхідна потужність двигуна ланцюгового приводу демонструють суттєво менші величини у випадку застосування ланцюгової передачі в полімерному оптимізованому виконанні.

На рис. 1 показана зміна моменту сил тертя в шарнірах ланцюгів зі зміною застосовуваного матеріалу.

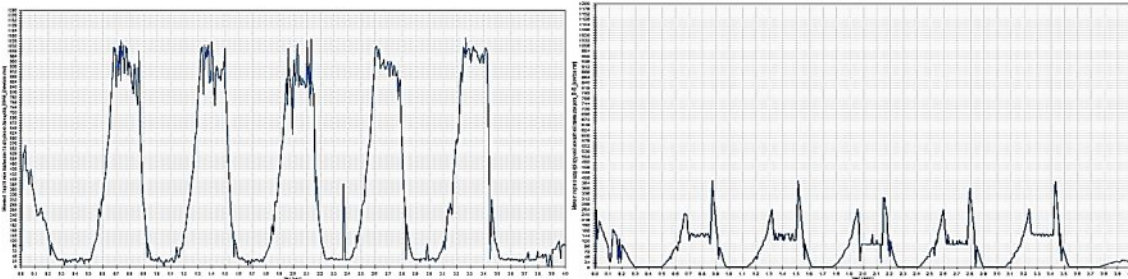


Рисунок 1. Зміна моменту сил тертя в шарнірах ланцюгів: ліворуч – стандартного; праворуч – з полімерного композиту (Н·мм)

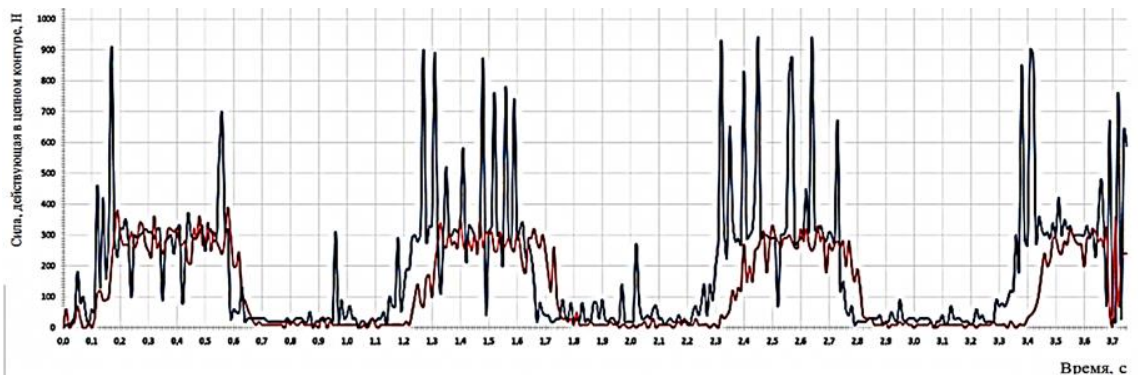


Рисунок 2. Експериментальні осцилограми динамічних навантажень в ланцюгових контурах: верхня крива – у стандартному виконанні, нижня – у полімерному виконанні

Потужність, що споживається у випадку застосування деталей передачі з полімерних композитів знижується, як показано в [1], від 31 до 80 Вт в залежності від параметрів передачі. Ця різниця в споживаній потужності в порівнянні з застосуванням стандартного варіанту ланцюгів і зірочок в основному витрачається на коливання і тертя, тому що ланки стандартного ланцюга складаються з декількох деталей, в той час як у випадку полімерного виконання – всього одна інтегрована деталь.

Висновки. Розроблена методика автоматизованого синтезу багатомасових ланцюгових передач і приводів дає можливість вибрати науково обгрунтовану сукупність оптимальних значень їх структури, параметрів, матеріалів і режимів експлуатації, при яких ще на стадії проектування забезпечується висока динамічна якість понижених віброактивності, матеріаломісткості та енергоспоживання. Створений програмний продукт "Расчёт n -массовой цепной передачи", що враховує витрати потужності на тертя в шарнірах ланцюгового контуру, підбирає оптимальні параметри передачі, при яких забезпечується висока динамічна якість, коефіцієнт корисної дії, термін служби, здійснює побудову ланцюгового контуру передачі та розраховує всі необхідні параметри для побудови її просторової моделі.

ЛІТЕРАТУРА

1. О.И. Пилипенко. Цепные передачи и приводы (динамический подход, новые материалы и технологии). Монография. Чернигов. Десна. 2017 – 650 с.

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ПОЛІМЕРНИХ НАНОКОМПОЗИТІВ СИСТЕМИ ПХТФЕ – SnO₂

Рокицький М.О.¹, Шут М.І.¹, Рокицька Г.В.¹, Демченко В.Л.², Січкара Т.Г.¹, Шут А.М.³

¹Національний педагогічний університет імені М.П. Драгоманова, Україна

²Інститут хімії високомолекулярних сполук НАН України

³Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Україна

Завдяки унікальним фізико-хімічним властивостям і значному потенціалу прикладного використання дослідження полімерних наноконкомпозитів є актуальним завданням. Серед таких наноконкомпозитів високі потенційні можливості для створення матеріалів з високими показниками захисних та поглинаючих властивостей із заданими електро- та теплофізичними властивостями та низьким вмістом нанодисперсних наповнювачів мають полімерні наноконкомпозити системи поліхлортрифторетилен (ПХТФЕ) - діоксид олова (SnO₂).

Дана робота присвячена дослідженню теплопровідності полімерних наноконкомпозитів системи ПХТФЕ - SnO₂. Зразки для досліджень готували наступним чином: суміш ПХТФЕ з розміром частинок 200 нм за формою близькою до сферичної та SnO₂ з розміром частинок 40 ÷ 150 нм гомогенізували в рідинному акустичному середовищі і після термообробки в термовакуумній шафі пресували з розплаву полімеру в однакових термобаричних умовах ($T = 513$ К, $p = 32$ МПа), що відповідає технологічним умовам переробки ПХТФЕ у виробі при об'ємних концентраціях SnO₂ 0 ÷ 54 % (об.).

Вимірювання температурної залежності теплопровідності в інтервалі температур 313 ÷ 503 К проводили при неперервній зміні температури нагрівника в режимах, близьких до регулярного нагріву з використанням динамічного λ -калориметра, що являє собою модернізований вимірювач теплопровідності "ИТ- λ -400".

На рис. 1 представлені температурні залежності коефіцієнта теплопровідності композитів системи ПХТФЕ - SnO₂.

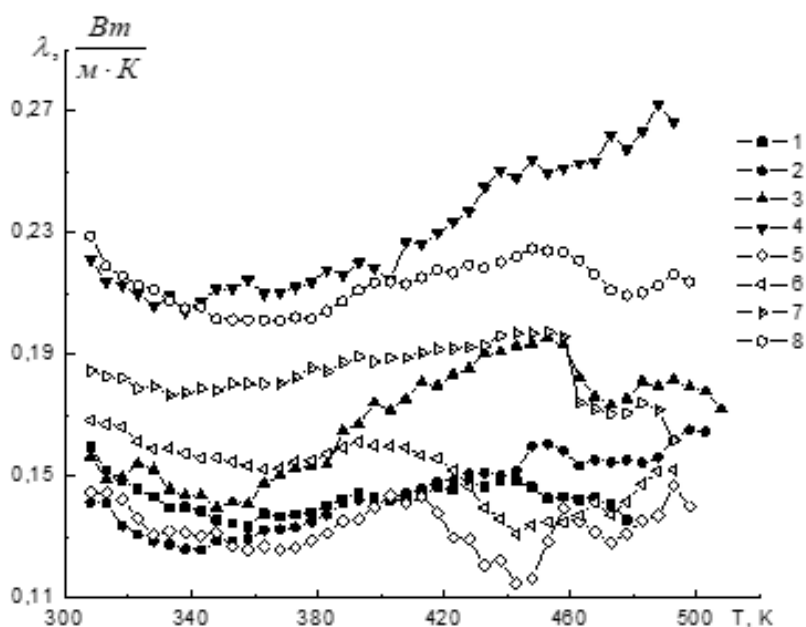


Рисунок 1. Температурні залежності коефіцієнта теплопровідності λ композитів системи ПХТФЕ - SnO₂ з концентраціями 1 – 0 %; 2 – 3,2 %; 3 – 4 %; 4 – 5 %; 5 – 7 %; 6 – 10 %; 7 – 12 %; 8 – 20 % відповідно

Аналіз температурних залежностей коефіцієнта теплопровідності композитів системи ПХТФЕ - SnO₂ (рис. 2) вказує на підвищення значень відповідного коефіцієнта із зростанням вмісту нанодисперсного діоксиду олова. Зростання значень коефіцієнта λ з ростом температури викликане підвищенням молекулярної рухливості полімерного компоненту, а також структурними перетвореннями полімеру і наповнювача.

На основі дослідження температурних залежностей було одержано концентраційні залежності коефіцієнта теплопровідності системи (рис. 2).

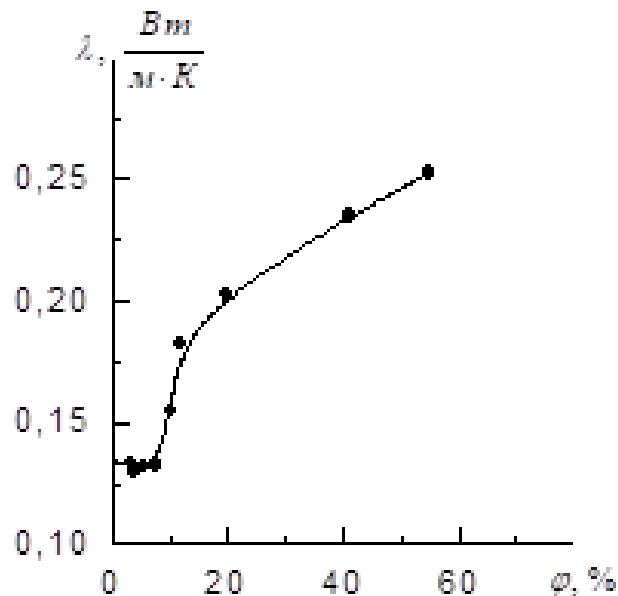


Рисунок 2. Концентраційна залежність коефіцієнта теплопровідності системи ПХТФЕ – SnO₂ при 353 К

Аналізуючи концентраційні залежності коефіцієнта теплопровідності системи на прикладі температурного зрізу при 353 К можна виділити три характерні зони.

Зона 1 (0 ÷ 3 %) відповідає незначній зміні теплопровідності, переходить в зону 2 (3 ÷ 10 %), яка відповідає досягненню та розвитку порогу перколяції, супроводжується помітним ($0,12 \div 0,20 \frac{Вт}{м \cdot К}$) зростанням теплопровідності і переходить у зону 3 (10 ÷ 54 %), де теплопровідність продовжує зростати, але повільніше ніж в зоні 2.

Такий характер зміни коефіцієнта теплопровідності повністю відповідає характеру змін густини, пористості, електропровідності, питомої теплоємності, питомої теплоти плавлення, фізико-механічних характеристик та дозволяє узагальнити та розширити попередні висновки про основне явище, яке спостерігається при збільшенні концентрації наповнювача.

Так, вище було зазначено, що на основі фізико-механічних та електрофізичних характеристик не можна було однозначно пояснити, чому збільшення концентрації більш щільного та електропровідного ніж полімерна матриця наповнювача при незмінній пористості не призводить до зростання густини системи та його фізико-механічних характеристик у 3 зоні.

Часткова відповідь на це питання була отримана на основі калориметричних досліджень, як виникнення в системі структуроутворень нехарактерних ні чистій матриці ні чистому наповнювачу. Вплив цих структуроутворень при збільшенні концентрації наповнювача (25 ÷ 50 %) призводить до незмінної густини, сталої пористості, падінню питомої теплоємності та питомої теплоти плавлення і одночасному зростанню теплопровідності.

Результати дослідження теплотransпортних властивостей полімерних композиційних матеріалів системи ПХТФЕ - SnO₂ підтверджують сформульовані вище висновки.

Одночасний аналіз таких змін дає право зробити висновок, що ці утворення приводять до розрихлення матриці при незмінній пористості, тобто за рахунок зменшення ступеня кристалічності системи при одночасному зростанні взаємодії матриці та наповнювача. Наприклад, одним із можливих механізмів може бути хімічне зшивання матриці та наповнювача, яке обмежує рухливість макромолекул, тому обмежує можливість кристалізації матриці, що призводить до зменшення густини матриці при незмінній пористості системи та густини всієї системи, падіння питомої теплоти плавлення та зростання теплопровідності. Також такі особливості властивостей системи можуть бути викликані розвитком потужних фізичних зв'язків полімерної матриці та наповнювача.

Приймаючи до уваги результати дослідження густини, пористості, швидкості поширення та поглинання ультразвуку композитів системи, можна зробити висновок, що одержані полімерні нанокompозити системи ПХТФЕ - SnO₂ характеризуються низьким рівнем пористості, високими показниками фізико-механічних та теплотransпортних характеристик, що в свою чергу, дозволяє експлуатувати нанокompозити системи за значних навантажень у складних умовах та середовищах.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НЕДИСПЕРГИРУЮЩЕГО ГАЗОВОГО АНАЛИЗАТОРА В ЗАДАЧЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА ВЫБРОСОВ ДВУОКИСИ УГЛЕРОДА ТРАНСПОРТНЫМ СУДНОМ

Дели А.К., Головань А.И., Гончарук И.П.
Одесский национальный морской университет, Украина

Введение. Недиспергирующий инфракрасный анализатор (англ. nondispersive infrared sensor, NDIR) — простой спектроскопический сенсор, часто используемый в качестве газового детектора. Он называется не диспергирующим, потому что не содержит устройства, разлагающего спектр излучения.

Формулировка цели исследования. Цель работы — рассмотрение принципа действия данного типа анализатора, определение достоинств, а также определение применимости анализатора в задаче измерения выбросов двуокиси углерода на транспортных судах.

Изложение основного материала. Для поставленных задач наиболее эффективными методами измерения являются оптические бесконтактные методы измерения.

Не дисперсионные инфракрасные (NDIR) датчики являют собой простые спектроскопические устройства, которые используются для анализа газов. Ключевыми компонентами являются инфракрасный источник (лампа), измерительная камера или световая трубка, фильтр длины волны и инфракрасный детектор. Газ накачивается или попадает естественным образом в измерительную камеру, затем концентрация газа измеряется электрооптическим путем, благодаря поглощению определенной длины волны в инфракрасном спектре (ИК) (Рисунок 1).

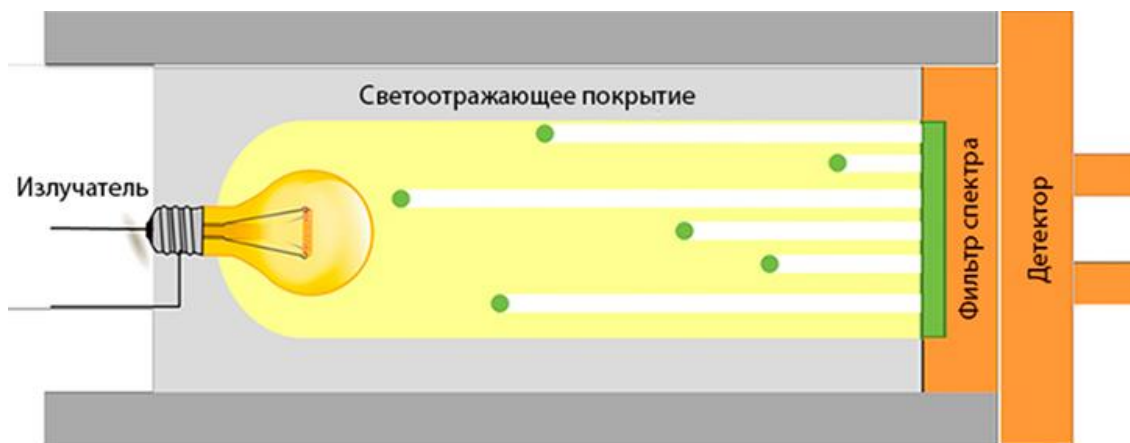


Рисунок 1. Устройство NDIR сенсора

ИК-луч направляется через измерительную камеру к детектору. Перед детектором установлен оптический фильтр, который поглощает весь свет, кроме определённой длины волны, которая может быть поглощена молекулами измеряемого газа. Молекулы других газов не поглощают свет на выбранной длине волны, так что они не могут повлиять на количество света, попадающего на детектор. ИК-сигнал от источника обычно подаётся с особым прерыванием или модуляцией, для того чтобы фоновые температурные сигналы не создавали ненужных помех [1].

Интенсивность ИК-излучения, с которой луч достигает детектора, обратно пропорциональна концентрации целевого газа в измерительной камере. Когда концентрация в камере равна нулю, детектор будет получать максимальную интенсивность ИК-луча. По мере увеличения концентрации интенсивность ИК-излучения, поражающего детектор,

уменьшается. Закон Бугера описывает точное соотношение интенсивности ИК-излучения и концентрации газа:

$$I = I_0 \cdot e^{-kcl},$$

где: I = интенсивность света, попадающего на детектор,

I_0 = интенсивность света, измеренная при пустой камере,

k = показатель поглощения измеряемого газа,

c - концентрация газа,

l - длина пути поглощения от источника света до детектора [2, 3].

Выводы. Выполненный анализ позволяет сделать вывод, что данный тип анализатора подходит именно для измерения концентрации выбросов диоксида углерода так как обладает высокой надежностью, точностью и простотой в обслуживании.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теоретические основы и использование датчиков. Техническое примечание TN-169
2. NDIR SNAA207–May 2013 LMP91051 NDIR CO2 Gas Detection System.
3. Non-dispersive infra-red (NDIR) measurement of carbon dioxide at 4.2 μ m in a compact and optically efficient sensor. Jane Hodgkinson^a *, Richard Smith^b , Wah On Hob , John R Saffell^b and Ralph P Tatama

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЕЗДОВОГО ЦИКЛА ДОРОЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ РАБОТЫ ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Скальга Н.Н. Рудинец Н.В.

Луцкий национальный технический университет, Украина

Введение. Практически повсеместное применение двигателей внутреннего сгорания (ДВС) на транспортных средствах, как технологического, так и общего назначения, породило ряд сопутствующих проблем техногенного характера. Главная из которых – экологическое загрязнение окружающей среды токсическими компонентами отработавших газов (ОГ) [1]. Причем, в некоторых странах ЕС эта проблема приобрела такие угрожающие масштабы, что просто вынудила муниципалитеты ряда крупных городов волевым решением принять жесткие ограничительные меры на эксплуатацию транспорта с уровнем токсичности ОГ, ниже определенного норматива, например, Евро 6. Не заботясь, при этом, о готовности и способности ведущих производителей быстро перевооружить существующий парк образцами соответствующего поколения по доступной цене [2].

Актуальность исследований. Так как улучшение экономических и экологических показателей транспортных ДВС, особенно в текущих условиях эксплуатации, является постоянной актуальной задачей, то еще на более ранних этапах этой борьбы рынок стал предлагать широкий ассортимент мероприятий и технологий параллельно, или в дополнение, к существующим от прямых производителей. В частности, появились компании, занимающиеся исключительно производством комплектующих, отдельных систем (питания, зажигания, нейтрализации ОГ, прочее), или/и предоставляющие услуги тюнинга различной степени модернизации. То есть, можно с уверенностью сказать, что уровень токсичности ОГ транспортного средства вполне реально довести до соответствующего норматива в условиях эксплуатации, путем выбора определенной технологии, уже имеющейся на рынке. Это могут быть, например, технологии конвертации ДВС на питание топливами, отличными от штатных, дифференциальной форсировки, замены типа силового агрегата и пр. [3,4]. Обобщенно – технологии оптимизации рабочих параметров цикла двигателя.

Тем не менее, актуальным становится вопрос о критериях выбора той, или иной технологии (их комплекса), для реального улучшения экономических и экологических показателей транспортных ДВС в конкретных условиях эксплуатации.

Постановка задачи. Чтобы установить предпочтительность использования той, или иной технологии необходимо проведение различных научных исследований. В свою очередь, при проведении таких изысканий для определения технико-экономических и токсических показателей дорожных транспортных средств (ДТС) в условиях эксплуатации, используется математическое моделирование ездовых циклов. В зависимости от конкретных задач типы и виды этих ездовых циклов могут принимать различную конфигурацию [5]. В то же время, технико-экономические и экологические показатели ДТС в условиях эксплуатации с достаточной точностью можно определить по упрощенной модели обобщенного, идеализированного ездового цикла, разработанную проф. Гутаревичем Ю.Ф. для системы «водитель-автомобиль-дорога» [6].

Следует, однако отметить, что в реальных условиях эксплуатации ДТС, имеют место нагрузочные режимы, когда мощности силового агрегата недостаточно для достижения необходимой (заданной) частоты переключения на более высшую передачу. Особенно это

характерно для спеціалізованого подвижного складу, виконуючого спільну транспортно-технологічну роботу, наприклад, автомобілей-снігоуборщиків, автомобілей-подметальщиків, колесних тракторів і т.д.

Результати досліджень. С метою рішення поставлених завдань авторами пропонується розширити функціональні можливості вище вказаної математичної моделі шляхом введення поняття «експлуатаційний їздовий цикл», який би демонстрував отримання дійсної залежності, що відповідає конкретній технології, порівняно зі штатною залежністю. Апаратна реалізація даного підходу передбачає введення в алгоритм математичної моделі логічного оператора, що оцінює швидкість переміщення прискорюючого пристрою (наприклад, педаль «газа»): значення швидкості переміщення більше нуля – йде процес розгону автотранспортного засобу на умовній передачі; значення швидкості рівно нулю – установившись рух [7]. Графічне трактування пропонуваного експлуатаційного їздового циклу представлено на малюнку 1.

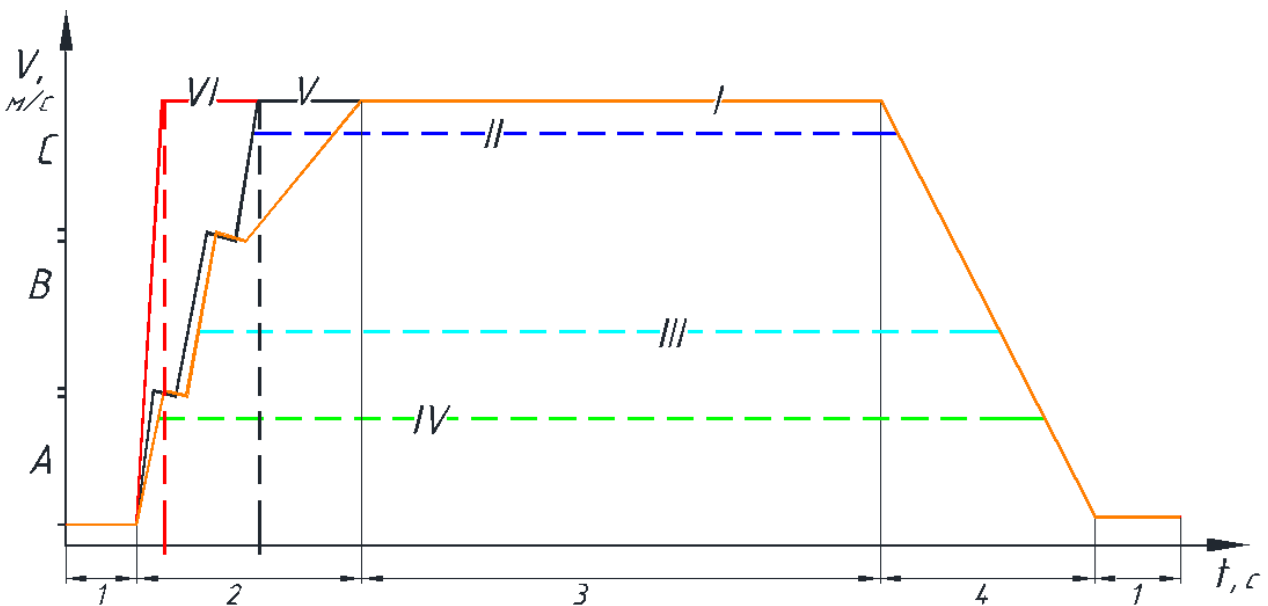


Рисунок 1. Експлуатаційний їздовий цикл ДТС в системі «водій-автомобіль-дорога»: 1 – режим холостого ходу двигача; 2 – режим розгону з переключенням передач; 3 – установившись рух на прямій передачі; 4 – уповільнення без використання примусового гальмування (вибіг); лінія I – їздовий цикл при живленні двигача штатним рідинним паливом, лінія II – їздовий цикл при живленні, наприклад, стандартним газодвигачним паливом; лінія III – їздовий цикл при живленні альтернативним паливом, наприклад, біогазом 80% метана; лінія IV – їздовий цикл при живленні альтернативним, низькокалорійним паливом, наприклад, біогазом 60% метана; лінія V – їздовий цикл при використанні технології, типу №5; лінія VI – їздовий цикл при використанні технології, типу №6

Дане графічне представлення експлуатаційного їздового циклу показує, що при живленні двигача штатним рідинним паливом ДТС повністю виконує свої функціональні завдання – лінія I. При конвертації базового дизеля на живлення одним з видів стандартного газодвигачного палива буде мати місце неможливість повного розгону на вищій (С-й) передачі і переключення на прямую (технологічно вимагану) для досягнення оптимальних тягово-економічних і токсических показателів. Лінії III і IV – відображають ймовірність значительного погіршення показателів транспортної роботи при

использовании технологий питания двигателя, например, биогазом с различным содержанием метана. Линия V – показывает вероятное протекание ездового цикла при использовании технологий, например, непрямого механического наддува [8], что позволило бы сократить длительность периода разгона с переключением передач. Линия VI – соответствует характеру ездового цикла при использовании технологии замены типа силового агрегата на, к примеру, гибридный или электро-, с бесступенчатым разгоном.

Выводы. На основании математического моделирования характера протекания эксплуатационного ездового цикла, полученных при этом величин технико-экономических и экологических показателей, можно будет принимать решение о целесообразности модернизации ДТС по той, или иной технологии. Для случаев, характеризующихся линиями IV и VI, например, это может выразиться принятием решения переоборудования исходного ДТС на электротягу, с зарядкой бортовых аккумуляторных батарей от когенерационной установки, потребляющей газомоторное топливо данного состава. То есть, косвенным путем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобільні двигуни/ Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко: Підручник. – К.: Арістей, 2006. – 476 с.
2. ee.sputniknews.ru › radio › 20190719 › Ekspert-o-zaprete-dizelnykh
3. Савельев Г.С. Технологии и технические средства адаптации автотракторной техники к работе на альтернативных видах топлива. Дисс. на соиск. уч. степени доктора технических наук. Специальность 05.20.01 – технологии и средства механизации сельского хозяйства. – Москва, ГНУ ВИМ Россельхозакадемии. – 2010.
4. Белоусов Е. В., Савчук В. П., Белоусова Т. П. Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей / Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2016. – № 1. С. 81-88
5. Захарчук В.І. Методологічні основи використання альтернативних моторних палив у засобах транспорту. Дис. на здобуття вчен. ступеня доктора техн. наук. Спеціальність 05.22.20 -- експлуатація та ремонт засобів транспорту. – Харків, ХНАДУ, 2016.
6. Гутаревич Ю. Ф. Математическая модель системы водитель- автомобиль с бензиновым двигателем- дорога для исследования влияния эксплуатационных факторов на расход топлива и загрязнения окружающей среды автомобилями/ Ю. Ф. Гутаревич. – Киев, 1986. 22с, КАДИ – Деп. в УкрНИИТИ
7. Н.Н. Скалыга К вопросу об эффективности использования газомоторных топлив на автотранспортных средствах в условиях эксплуатации. // VI-та міжнародна науково-практична конференція «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей», червень 2020, Луцьк, 2020// -- сс.130-134.
8. Н.Н. Скалыга, Н.В. Рудинец, Ю.А. Воробьев, В.Г. Петренко. Улучшение экономических и экологических показателей транспортных ДВС путем механического наддува // Вісник Севастопольського національного технічного університету, №142, 2013. — Севастополь: Вид-во СевНТУ .—с.145-146.

ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА ПРОГНОЗУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН В БУДІВНИЦТВІ

Горбатюк Є.В.

Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна

Вступ. Землерийна техніка у високорозвинених країнах займає провідне місце серед самохідної і причіпної техніки різного призначення.

В основі такої техніки лежать науково-технічні принципи створення низькоенергоємних технологій і машин для руйнування природних та штучних середовищ (грунтів, порід, мулів, залізобетонів, цегли тощо) в різних умовах (наземних – дорожніх, оброблення сільськогосподарських земель, інженерно-військові і аварійно-рятувальні роботи, очистка ґрунтів від забруднень, меліорація, створення траншей, каналів, котлованів, окопів, сховищ тощо; підземних – видобування корисних копалин, будівництво тунелів тощо).

Земляні роботи належать до найбільш трудомістких процесів будівництва і тому необхідно визначати шляхи вдосконалення конструкцій землерийних машин за допомогою обґрунтованого проведення техніко-економічного зіставлення різних видів зразків машин.

Таким чином, основним завданням даної роботи є оцінка ефективності землерийних машин з використанням в якості критерію величини виробничого потенціалу, що дозволить більш обґрунтовано проводити техніко-економічне зіставлення різних видів зразків машин [1].

Імовірнісна оцінка ефективності землерийних машин з використанням в якості критерію величини виробничого потенціалу дозволяє більш обґрунтовано проводити техніко-економічне зіставлення зразків машин, а також визначати шляхи вдосконалення їх конструкції. Величина виробничого потенціалу може використовуватися при прогнозуванні річного вироблення, оцінках енергоємності, металоємності, терміну окупності, економічного ефекту впровадження нового зразка або модернізації землерийної машини, а також при виборі умов і аналізі результатів виробничих випробувань землерийних машин [2].

Актуальність досліджень. Землерийні машини загального призначення (екскаватори, бульдозери, скрепери, автогрейдери) застосовуються в широкому діапазоні ґрунтових умов, причому в процесі їх застосування характерна відносно часта зміна будівельних об'єктів. Це дозволяє зробити висновок, що випуск землерийних машин знеособлений у відношенні до ґрунтових умов, зміна яких носить випадковий характер, у зв'язку з чим оцінка техніко-економічної ефективності землерийних машин вимагає імовірнісного підходу [2-4].

Мета і постановка задачі. Основним завданням роботи є оцінка ефективності землерийних машин з використанням в якості критерію величини виробничого потенціалу, що дозволить більш обґрунтовано проводити техніко-економічне зіставлення зразків машин.

Метою роботи є визначення шляхів вдосконалення конструкцій землерийних машин за допомогою обґрунтованого проведення техніко-економічного зіставлення різних видів зразків машин.

Результати досліджень.

Середній передбачуваний виробіток машини може оцінюватися її виробничим потенціалом, тобто математичним очікуванням її експлуатаційної продуктивності:

$$П = K_i \sum \Pi_i p_i, \quad (1)$$

де $\sum \Pi_i p_i$ – математичне очікування технічної продуктивності при вірогідності p_i експлуатації машини в ґрунті i -ої групи трудности розробки; K_i – коефіцієнт, що враховує

використання машини в часі і є добутком розрахункових коефіцієнтів використання машини за часом в році та протягом зміни.

Коефіцієнт K_i в залежності від типорозміру машини може змінюватися в широких межах і складати, наприклад, для бульдозерів і скреперів традиційної конструкції 0,26-0,47 [5]. Для землерийно-транспортних машин (бульдозерів, скреперів) виробничий потенціал можна визначити з урахуванням дальності переміщення ґрунту у вигляді:

$$\Pi_L = K_i L \sum \Pi_i p_i, \text{ м}^3 \text{ м/ч} \quad (2)$$

де L – дальність переміщення ґрунту, що відповідає умовам найбільшої доцільності застосування машини цього типорозміру.

Як аналог величини може служити, наприклад, поняття тонно-кілометра, використовуване при оцінці вантажоперевезень, але з урахуванням інтенсивності процесу. Добуток величини виробничого потенціалу на річний фонд робочого часу призводить до відомого поняття виробничої потужності машини [1].

У такому випадку виробничий потенціал характеризує можливості землерийної машини, які можуть бути реалізовані при її експлуатації в деяких найбільш імовірних ґрунтових умовах та виконання заданих показників використання машини в часі.

Залежно від умов експлуатації, що реально склалися, середня продуктивність кожної окремо взятої машини може бути вище або нижче величини її виробничого потенціалу. У цих випадках міра і характер такого відхилення вказуватимуть на специфіку ґрунтових умов, що створилася, або оцінюватимуть рівень організації робіт. Поняття виробничого потенціалу землерийної машини дозволяє в найбільш загальному вигляді визначити її виробничі можливості. Такий підхід дозволяє також найоб'єктивніше оцінювати ефективність різних землерийних машин, оскільки виключає випадковості і суб'єктивні прояви у виборі початкових ґрунтових умов для техніко-економічного аналізу.

Вираз (1) показує, що для визначення виробничого потенціалу землерийної машини і його аналізу необхідно знати розподіл ґрунтів в забоях і закономірність зміни її технічної продуктивності залежно від групи ґрунту.

При визначенні технічної продуктивності землерийної машини як функції групи ґрунту слід враховувати вплив параметрів робочих органів. Для процесу копання цей вплив визначається питомим опором копанню ґрунту K' . У загальному вигляді можна прийняти, що зміна величини K' залежно від групи ґрунту відбувається по деякій геометричній прогресії зі знаменником j . Тоді питомий опір копанню ґрунту i -ої групи може бути виражений як

$$K'_i = j^{i-1} K'_1, \quad (3)$$

де K'_1 – питомий опір копанню ґрунту I групи; $i = 1, 2, \dots, 5$.

З урахуванням викладеного і на основі аналізу енергетичних витрат по основних елементах робочого циклу (копання, переміщення ґрунту, холостий хід) рівняння технічної продуктивності має вигляд [6]:

для землерийних машин циклічної дії

$$\Pi_i = \frac{190N(1-\lambda L)}{1,3j^{i-1}K'_1 + 0,9(2-\lambda L)L + 0,4\frac{NL}{(10-i)q}}, \text{ м}^3/\text{год.}; \quad (4)$$

для машин неперервної дії

$$\Pi_i = \frac{270(N\eta_t - N_f)K_{в.к}}{1,2j^{i-1}K'_1}, \text{ м}^3/\text{Год.}, \quad (5)$$

де N – потужність базової машини, кВт (к.с.);

L – дальність переміщення ґрунту, м;

λ – коефіцієнт, що враховує витрати ґрунту при переміщенні;

q – ємність робочого органу, м³;

η_t – ККД трансмісії;

N_f – потужність, яка потрібна для переміщення машини, кВт (к.с.);

$K_{в.к}$ – коефіцієнт, що враховує витрати ґрунту при копанні.

Підставляючи (4) та (5) в (1), отримуємо:

для машин циклічної дії

$$\Pi = 190N(1 - \lambda L)K_t \times \sum \frac{P_i}{1,3j^{i-1}K'_1 + 0,9(2 - \lambda L)L + 0,4 \frac{NL}{(10-i)q}}, \text{ м}^3/\text{Год.}; \quad (6)$$

для машин неперервної дії

$$\Pi = \frac{270(N\eta_t - N_f)K_{в.к}}{1,2K'_1} K_t \sum \frac{P_i}{j^{i-1}}, \text{ м}^3/\text{Год.} \quad (7)$$

Рівняння (6) і (7) показують, що виробничий потенціал машини зростає зі зменшенням величини j , яка характеризує темп зміни питомого опору копанню при зміні ґрунтових умов. Це свідчить про доцільність активізації робочих органів землерийних машин.

Як бачимо, вдосконалення робочих органів є одним з основних шляхів підвищення виробничого потенціалу землерийних машин.

Висновки. Імовірна оцінка ефективності землерийних машин з використанням в якості критерію величини виробничого потенціалу дозволяє більш обґрунтовано проводити техніко-економічне зіставлення зразків машин, а також визначати шляхи вдосконалення їх конструкції [7]. Величина виробничого потенціалу може використовуватися при прогнозуванні річного вироблення, оцінках енергоємності, металоємності, терміну окупності, економічного ефекту впровадження нового зразка або модернізації землерийної машини, а також при виборі умов і аналізі результатів виробничих випробувань землерийних машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Повышение производительности машин для земляных работ: производственное издание. Москва: Транспорт, 1992. 136 с.
2. Машини для земляних робіт: навчальний посібник / Л.А. Хмара, С.В. Кравець, В.В. Нічке, Л.В. Назаров, М.П. Скоблюк, В.Г. Нікітін; під заг. ред. проф. Л.А. Хмари та проф. С.В. Кравця. Рівне – Дніпропетровськ – Харків. 2010. 557 с.
3. Toshov J.B., Shukurov M.K. Questions modeling of dynamics of drilling tools on the bottom hole. Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, “East West” Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH. Vienna. № 1–2 (1) 2014. P. 116–122.

4. Вступ до фаху. Механічна інженерія: підручник / Л.Є. Пелевін, Є.В. Горбатюк, Д.О. Міщук, А.Т. Свідерський, Г.О. Аржаєв. Київ: ООО “НПП Інтерсервіс”, 2017. 250 с.

5. Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Керов И.П. Машины для земляных работ. Москва: Машиностроение, 1975. 424 с.

6. Developing a mathematical substantiation for the physical modelling of the soil-ripping equipment work process / Pelevin L., Gorbatyuk Ie., Zaichenko S., Shalenko V. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 6, № 2 (90): Information technology. Industry control systems. P. 52–60.

7. Substantiation of adequacy of loading conditions at bench and field tests of construction machines / Pelevin L., Fomin A., Gorbatyuk Ie., Machishin G. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. Vol. 3, № 7 (93): Applied mechanics. P. 41–52.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ СИСТЕМ ПРОТИПОЖЕЖНОГО ЗАХИСТУ З АСИНХРОННИМИ ДВИГУНАМИ ПРИ ВІДСУТНОСТІ ОСНОВНОГО ЕЛЕКТРОЖИВЛЕННЯ

Шаповалов О.В.

Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, Україна

В останні роки клімат на планеті змінюється дуже стрімко. Торнадо, повені, масштабні пожежі наносять величезні збитки країнам, навколишньому середовищу і створюють смертельну небезпеку для людей. Дотають труднощів і техногенні надзвичайні ситуації. Усі ці фактори призводять до тривалого знеструмлення населених пунктів, що унеможлиблює забезпечення безпеки людей, у тому числі від пожеж, тому, що всі автоматичні протипожежні системи у своїй роботі використовують електричну енергію.

Враховуючи вищевказане виникає необхідність реагування на виклики сьогодення і вирішення проблеми енергозабезпечення об'єктів і розробки альтернативних автономних джерел електричної енергії, які б могли забезпечити роботу систем протипожежного захисту незалежно від цілісності мереж загального користування.

Найбільш енерговитратні системи автоматичного протипожежного захисту це системи у будові яких використовуються асинхронні електричні двигуни (АД), а саме системи пожежогасіння, зокрема системах водяного та пінного пожежогасіння, системи димовилучення та протидимного захисту. Для нормальної роботи вказаних систем необхідно забезпечити трифазну напругу синусоїдальної форми.

З метою зменшення часу приведення в дію виконавчих органів (АД) системи протипожежного захисту у порівнянні з особливостями пуску генеруючих установок з двигунами внутрішнього згорання та уникнення необхідності додаткового перепланування та переобладнання приміщень для їх влаштування, пропонуємо використати трифазні інвертори напруги із живленням від акумуляторних батарей [1].

Структурна схема і спосіб формування квазісинусоїдної напруги живлення приводного асинхронного двигуна водяного насоса описана в [1, 2].

У разі непередбаченого зменшення напруги акумуляторних батарей з різних причин, зменшується напруга живлення АД, що в свою чергу зменшує його крутний момент і як наслідок, продуктивність водяного насоса, а також час роботи системи пожежогасіння. З метою забезпечення розрахункових параметрів системи і розрахункового часу її роботи, не збільшуючи потужності джерела живлення (АБ), пропонуємо регулювання частоти живлення АД по зворотного зв'язку рис.1, де АБ - блок акумуляторних батарей, АІН - автономний інвертор напруги, АД - асинхронний двигун приводу водяного насоса, СУ - система управління, Н - водяний насос.

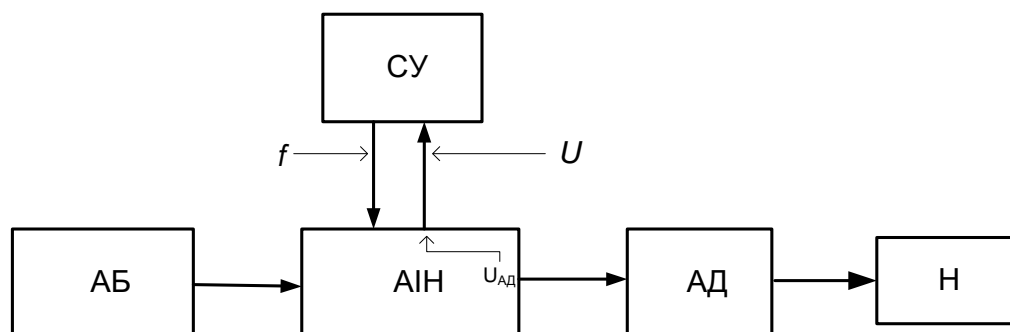


Рисунок 1. Структурна схема керованого джерела живлення асинхронного двигуна

Щоб уникнути зниження необхідних параметрів тиску і витрати води на гасіння, система управління формує керуючий вплив на АІН для збільшення частоти напруги живлення АД на 0,5 Гц. Механічні характеристики АД водяного насоса системи пожежогасіння при номінальній напрузі живлення и зменшеній на 10% (340 В), утворились в результаті розряду АБ, а також при збільшенні частоти напруги на 0,5 Гц (точка С), показані на рис.2. Для прикладу в обґрунтуванні алгоритму роботи системи управління роботою системи пожежогасіння розглянуто систему внутрішнього протипожежного водопостачання бази відпочинку «Захар Беркут» розташовану в с. Волосянка Сколівського району Львівської області.

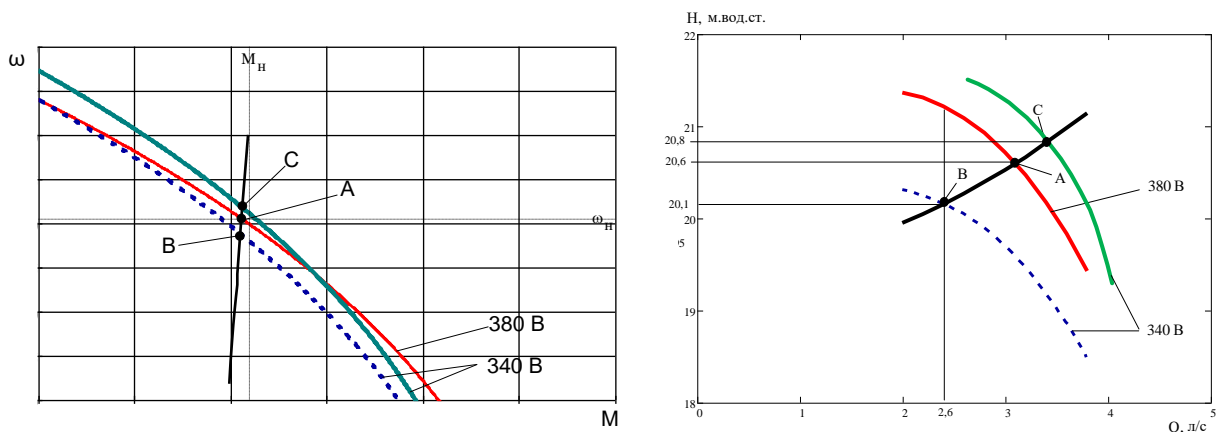


Рисунок 2. Механічні характеристики системи: а) залежність кутової швидкості АД від моменту (точка С при $f = 50,5$ Гц); б) робоча точка системи (точка С при $f = 50,5$ Гц)

Висновки. Використання регулювання частоти живлення АД, яке відбувається в автономному інверторі відповідно до алгоритму системи управління у комплексі з регулюванням пуску за законом частотного регулювання, дозволяє забезпечити нормативні (розрахункові) значення тиску і витрати системи пожежогасіння, без застосування у будові системи додаткових акумуляторних батарей і уникнути втрат ємності АБ, яке відбувається в момент пуску АД, що в свою чергу збільшує час роботи систем протипожежного захисту і підвищує рівень функціонування системи і захищеність об'єктів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Боднар Г.Й., О.В.Шаповалов Выбор вида и обоснование параметров источника питания системы противопожарной защиты объектов туристической отрясли. - *Bezpieczeństwo i Technika Pożarnicza. Wydawnictwo Centrum Naukowo-Badawczego Ochrony Przeciwpożarowej* Vol. 33 Issue 1, 2014.
2. Електропривід насоса підвишувача тиску води Пат. 105287 Україна, МПК (2014.01) А62С 37/00, А62С 37/46 (2006.01), F04D 25/06 (2006.01), H02Р 25/00– а201211659; заявл. 09.10.2012; опубл. 25.04.2014, Бюл. № 8.
3. Внутрішній водопровід та каналізація. ДБН В.2.5-64:2012. [Чинний від 2013-03-01]. – Мінрегіонбуд України, 2013 -105 с. (Державні будівельні норми).
4. Москаленко В.В. Современные системы автоматизированного электропривода. – М.: Высшая школа, 1980.
5. Кацман М.М., Юферов Ф.М. Электрические машины автоматических устройств. – М.: Высшая школа, 1979.
6. Статистика аварійних відключень. <https://www.loe.lviv.ua/>.
7. Боднар Г.Й., Шаповалов О.В. Розробка автономного джерела живлення для протипожежних систем внутрішнього водопостачання / Збірник наукових праць «Пожежна безпека», №20.- 2012. С.180-186.

METHANOL AS PROMISING MARINE FUEL: TECHNICAL ASPECTS OF APPLICATION

Gorbov V.M., Mitienkova V.S., Lychko B.M.
Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine

Introduction. The shipping industry plays the key role in the global trade, transporting approximately 90% of the tonnage of all traded goods. Amongst other things, it leads to a significant contribution of this sector of the economy to the global air pollution. The International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL) regulates, among others, air pollution made by vessels, including requirements for low sulphur emission control areas and ship energy efficiency, that is the measure of carbon dioxide emission per transport work [9].

In order to reduce air pollution and climate change impacts, the industry itself has establish targets to cut carbon dioxide emissions by 20% by 2020 and 50% by 2050 [1, 9]. To meet these demands, ship owners need to consider cleaner fuels and power options, including the use of renewables. Promising renewable energy sources for shipping application include wind, solar photovoltaics, biofuels, wave energy, etc [1, 9].

The considerable capability for the use in shipping industry has such alternative fuels as natural gas, petroleum gas, ammonia and methanol (MeOH). Nowadays, a large potential to be viable alternatives to marine oil fuels as energy sources for ship propulsion has liquified natural gas (LNG) and methanol. The latter can be made both from fossil fuels and renewable commodities, namely natural gas and biomass [4]. When making MeOH, firstly, syngas consisted of carbon monoxide and hydrogen gas as its main components is produced. Secondly, methanol itself is made from syngas by the catalytic synthesis [10].

Methanol is quiet environmentally friendly marine fuel. When this fuel is burnt, the level of restricted air pollutants is less then for marine fuel oils. The CO₂ emissions can vary slightly according to the purity of MeOH; however, purity of the fuel is well controlled in the manufacturing process. CO₂ from combusted bio-methanol is even considered climate neutral. With respect to sulphur oxides emissions based on content of methanol, it is negligible. Tests performed by Wartsila and MAN B&W, the leading manufactures of marine diesel engines, have demonstrated reduction of nitrogen oxides by 60% during combustion when running on methanol compared to heavy fuel oil [6].

Thus, the studying of the specificities of methanol as marine fuel is a relevant issue.

The purpose of the study is to assess some features and technical aspects of application of methanol as marine fuel for large cargo and passenger ships.

Main body. Let us discussed the technical pros and cons of methanol as marine fuel, including safety issues during the voyage, fuel onboard storage and the possible use in conventional marine diesel engines.

For the shipping industry, methanol can be considered as an alternative to LNG as well as fuel oils. When it comes to economic benefits, the methanol fuel system onboard and the infrastructure ashore are substantially less expensive than for LNG. Existing rules and regulations about the application of MeOH on ships contain largely similar requirements as for LNG [4].

The fuel under consideration shows, amongst other things, highly positive environmental properties in terms of spill risk and its potential impact on the marine environment. Methanol is significantly less toxic to marine life than fuel oil, if it has spilled, its effects are nearly inconsequential, and if, only temporary and reversible [7]. MeOH readily dissolves in water and is biodegraded rapidly, as most micro-organisms have the ability to oxidize this chemical. When it comes to fire safety, methanol has low flash point as well as LNG, i.e. it can vaporize and mix with

air to form a flammable mixture at a relatively low temperature, a fact that has to be addressed in the safety assessment [2].

As to the design of a specialized fuel system and its main components, methanol can be stored at ambient temperature and pressure in conventional coated mild steel tanks placed in the ship's double bottom, with secondary barriers as liquid leak protection or single walled barriers depending on adjacent internal spaces [7]. Another storage option is to place methanol tanks on the main deck (Fig. 1) [2]. The very good environmental properties of methanol allow the storage directly at the ship's shell and inside the double bottom; an advantage compared to the storage of diesel fuel. The methanol fuel system equipment can be safely positioned in a ventilated space without an additional airlock, simplifying the layout design with easier arrangement of vent outlets and smaller hazardous zones [2, 7]. When substituting fuel, there are pieces of equipment on board that have to be added or modified. This includes fuel tanks, piping and the bunkering system. Other equipment used in ships fueled by heavy fuel oil, such as boilers and fuel separators, is not necessary if methanol is the primary fuel or if the other fuel, in a dual fuel engine, is light diesel oil. In retrofit there may be need for cooling the fuel instead [2, 6].

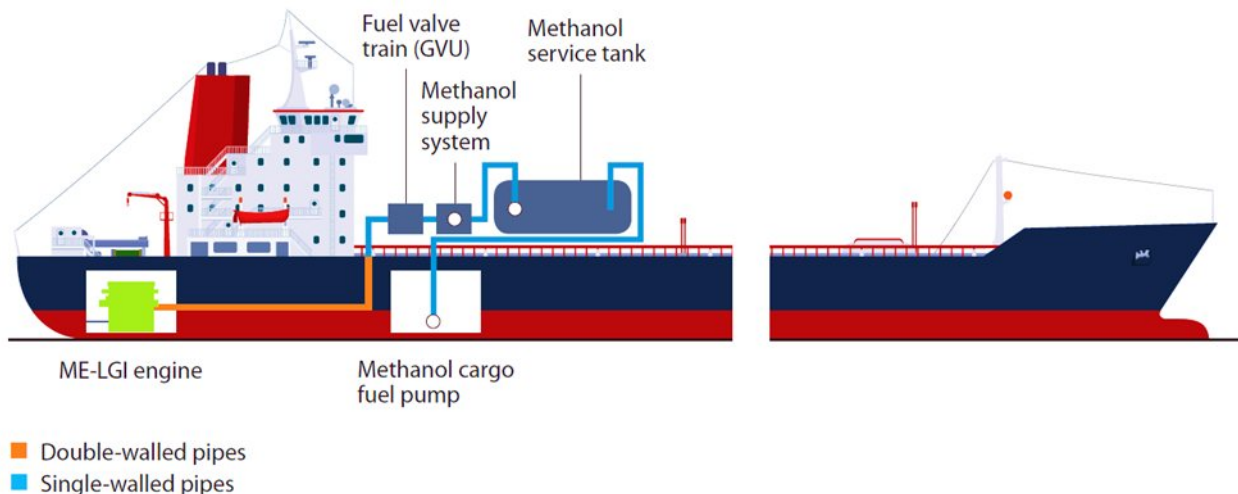


Figure 1. Concept of methanol-fuel system for the main ship engine MAN B&W

At present, there are the companies having successful experience of marine diesel engines developed for methanol that have been used in real operating conditions. Wartsila's work on development and testing for conversion of the Wartsila-Sulzer 8 cylinder Z40S was started during the SPIRETH project in 2011 and continued as part of the Stena Germanica conversion project. MAN developed their ME-LGI flex fuel engines in 2013, with the first of these engines to be used with methanol to be installed on chemical tankers delivered in 2016. Evaluation of methanol combustion is being carried out by Caterpillar and MAN 4 Stroke Division within the METHASHIP project [3].

Wartsila's results have demonstrated that engines output and efficiency during the operation on methanol equal to engines running on diesel oil. The engine related conversion on MeOH includes the conversion kit a stand-alone high-pressure methanol pump with belonging oil unit for supply of sealing oil and control oil to the fuel – beside an update of the automation system. A common rail system for methanol injection is added on the engine. The additional piping on the engine allows not only supply of methanol to the cylinders, but also oil to seal the high-pressure methanol injector as well as controlling opening/closing of the injector. Methanol high pressure piping are designed as purge able double walled piping for maximum safety [5].

MAN ME-LGI engines offer a dual-fuel solution for low-flashpoint liquid fuels. The cylinder covers are equipped with additional methanol booster injectors, achieving a typical injection pressure of 10 bars. In the dual-fuel solution, a small amount of diesel oil is used as a pilot fuel. To allow the

conversion of existing engines, the gas-diesel technology is used. A difference from the gas dual-fuel engine is that the gas compressor used for natural gas is replaced by high-pressure methanol pumps to increase fuel pressure. In a converted vessel, the conventional fuel system can be kept operable as a spare system [2, 10].

It is worth noting, that methanol is not only burnt in internal combustion engines, but it also can be used in fuel cells, in which electric energy on ships may be produced instead of or along with conventional auxiliary engines. Direct methanol fuel cells constitute an emerging technology that uses methanol as fuel. They use a polymer membrane instead of an aqueous electrolyte and function in a manner similar to, but distinct from, that of a lead acid battery. However, nowadays, direct methanol fuel cells are not widely used onboard of large ships [8].

Conclusion. Methanol may be considered as an environmentally friendly promising marine fuel. Methanol totally dilutes in water and is biodegradable. It is stored relatively simple onboard in conventional steel tanks located in the ship's double bottom or on the main deck. For installation on newbuildings or retrofit conversions, methanol has clear advantages compared to LNG, requiring simple non-cryogenic tanking and liquid fuel delivery system. MeOH can be burnt in conventional marine diesel and dual-fuel engines after minor retrofit.

REFERENCES

1. Abbasov F. et al. Roadmap to decarbonising European shipping. European Federation for Transport and Environment. 2018. November. <https://www.transportenvironment.org/publications/roadmap-decarbonising-european-shipping>.
2. Andersson K., Salazar C.M. Methanol as a marine fuel. Report. London. FCBI Energy. 2015. 46 p.
3. Ellis J., Tanneberger K. Study on the use of ethyl and methyl alcohol as alternative fuels in shipping. Final Report Version 20151204.5. European Maritime Safety Agency (EMSA). 2015. 183 p.
4. Freudendahl Ulf T. Rules related to methanol as a marine fuel. Göteborg. 2016. http://www.greenpilot.marinemethanol.com/pages/news/160601/2-06_20160616_UlfFredudendahlScandiNAOS.pdf.
5. Haraldson L. Methanol as fuel. Wartsila R&D. 2015. http://www.lth.se/fileadmin/mot2030/filer/12_Haraldsson_-_Methanol_as_fuel.pdf.
6. Methanol as marine fuel: Environmental benefits, technology readiness, and economic feasibility. DNV GL Maritime. Report No.: 2015-1197, Rev2. 2016. 49 p.
7. Methanol as a marine fuel: the shipyard perspective. *The Naval Architect*. 2019. January. p. 32-34.
8. Methanol safe handling manual. Methanol institute. 2013. <http://www.methanol.org/wp-content/uploads/2016/06/Methanol-Safe-Handling-Manual-Final-English.pdf>.
9. Renewable Energy Options for Shipping: Technology Brief. IRENA (International Renewable Energy Agency), 2015. 60 p.
10. Using Methanol Fuel in the MAN B&W ME-LGI Series. MAN Diesel & Turbo. 2014. <https://www.mandieselturbo.com/docs/default-source/shopwaredocuments/using-methanol-fuel-in-the-man-b-w-me-lgi-series.pdf>.

СУЧАСНІ СПОСОБИ ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЮ В СУДНОВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

¹Тимошевський Б.Г., ²Шалапко Д.О., ¹Шалапко І.О.

¹Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

²Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Постановка проблеми. Водневою енергетикою називають напрям вироблення та використання енергії різноманітними машинами та механізмами завдяки акумулюванню, транспортуванню та вживанню енергії транспортними засобами та в інших виробничо – промислових агрегатах [6].

Водень є найпоширенішим елементом на поверхні Землі, за своїми властивостями має найбільшу енергоємність, а його продуктом згоряння є лише вода яка знову повторно використовується.

Вперше термін «воднева енергетика» був запропонований Джоном Боркісом у 1970 році під час лекції яку він прочитав у Технічному центрі General Motors (GM) [5,7].

Водень може бути використаний як паливо для будь-яких транспортних засобів у тому числі легкових автомобілів, катерів, та використовуватися в судновій енергетичній установці.

Основна частина. Завдяки процесу електролізу води здобувають водень в чистому вигляді, оскільки чистого водню в природі майже немає, тому для скорочення викидів діоксиду вуглецю доцільним є використання водневого палива [2, 3].

Одним з рішень використання водню в судновій енергетичній установці є подача водню до робочого циліндру двигуна та спалювання його на робочому ході. Тому всі іноземні та вітчизняні розробки ґрунтуються на подачі газоподібного водню до камери згоряння при наповненні циліндра. Подача водню відбувається до повітряного ресивера дизеля, а потім змішуючись з повітрям надходить до циліндрів. Суть даного процесу подібна за принципом роботи газодизеля, тобто запалення водню у камері згоряння відбувається від запалення дизельного палива. При цьому водень може використовуватися як основне, так і додаткове паливо, в залежності від пропорції (кількості по масі) водню до дизельного палива.

Недоліком даного процесу є зменшення коефіцієнту надлишку повітря та значне збільшення максимальної температури згоряння палива, збільшення концентрації NOx у відпрацьованих газах [1].

По відношенню до бензину водень має в 3 рази більшу теплотворну здатність, в 13-14 разів меншу енергію займання, і, що суттєво для ДВЗ, більш широкі межі займання паливно-повітряної суміші. Такі властивості водню роблять його надзвичайно ефективним для застосування в ДВЗ, навіть в якості добавки. У той же час до недоліків водню як палива можна віднести: падіння потужності ДВЗ в порівнянні з бензиновим аналогом; «Жорсткий» процес згоряння повітряно - водневої сумішей в області стехіометричного складу, що призводить до детонації на режимах високих навантажень. Ця особливість водневого палива вимагає змін конструкції ДВЗ. Для існуючих двигунів необхідно застосовувати водень в композиції з вуглеводневими паливами, наприклад з бензином, або природним газом [4].

Наприклад, організацію подачі палива бензино - водневих паливних композицій для існуючих двигунів необхідно здійснювати таким чином, щоб на режимах холостого ходу і часткових навантажень двигун працював на паливних композиціях з високим вмістом водню. У міру зростання навантажень концентрація водню повинна знижуватися і на режимі повного дроселя подачу водню необхідно припинити. Це дозволить зберегти потужності характеристики двигуна на колишньому рівні [4,6].

Застосування водню в якості добавки до основного палива може сприяти вирішенню завдання поліпшення паливної економічності ДВЗ, зниження викиду токсичних речовин і зменшення викиду двоокису вуглецю, вимоги щодо зменшення яких у відпрацьованих газах ДВЗ постійно посилюються. Добавка водню по масі в діапазоні 10-20 відсотків може стати для автомобілів з гібридними двигунами оптимально в самий найближчий час [5].

Застосування водню в якості моторного палива може бути ефективно тільки при створенні спеціалізованих конструкцій. В даний час провідні виробники автомобільних двигунів працюють над створенням таких двигунів. В принципі, основні напрямки за якими необхідно рухатись при створенні нової конструкції водневих ДВЗ відомі. До них відносяться:

1. Застосування внутрішнього сумішоутворення дозволить поліпшити на 20-30 відсотків питомі масогабаритні показники водневого двигуна.

2. Застосування понад бідних воднево-повітряних сумішей для гібридних енергоустановок дасть можливість суттєво знизити температуру згоряння в камері згоряння ДВЗ і створить передумови для підвищення ступеня стиснення ДВЗ, використання нових матеріалів, в тому числі і для внутрішньої поверхні камери згоряння, що дозволяють знизити втрати тепла в системі охолодження двигуна.

Все це на думку фахівців дозволить довести ефективний ККД ДВЗ, що працює на водні до 42-45 відсотків, що цілком можна порівняти з ККД електрохімічних генераторів, для яких в даний час немає даних по економічній ефективності в умовах реальної експлуатації автомобілів з урахуванням приводу допоміжних агрегатів, опалення салону та ін.

Таблиця 1. Порівняльна характеристика подачі водню як альтернативного палива та приріст ККД двигуна. [5-9]

Спосіб подачі водню як альтернативного палива	Приріст ККД двигуна у порівнянні зі стандартним паливом
Водневі паливні елементи	~ 12...18 %
Паралельної подачі водню і природного газу у впускний колектор	~ 9...11%
Подачі водню в рампу природного газу	~ 10%
Подача водню разом зі свіжим зарядом повітря через всмоктуючий колектор	~ 4%
Подачі водню через окремий спеціальний клапан на ході стиснення	~ 6%
Подача водню через паливну форсунку	~ 5...7%
Подача водню за допомогою спеціального змішувального пристрою, що встановлюється перед паливною форсункою	~ 5...8%

Висновки.

1. Використання водню як альтернативного виду палива є перспективним та необхідним напрямом в удосконаленні ДВЗ задля збереження довкілля і використання двигунів на відновлювальних джерелах палива оскільки запаси нафти стрімко зменшуються.
2. Незважаючи на економічні аспекти треба розвивати водневу енергетику та рухатися в напрямку впровадження водню як альтернативного виду палива.

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. Шкаликowa В. П., Патрахальцев Н. Н. Применение нетрадиционных топлив в дизелях: Монография. Изд. 2-е, доп. – М.: Изд-во РУДН, 1993. – 64 с.
3. Патрахальцев Н. Н. Повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив: Учеб. пособие. – М.: РУДН, 2008. – 248 с.
4. Марков В. А. Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей/ В. Марков, С. Козлов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 296 с.
5. Грехов Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А. – М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2004. – 344 с.
6. Лютко В. Н. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания/Лютко В. Н., Луканин В. Н., Хачиян А. С. – М: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.
7. Лавров Б. Е. Некоторые результаты исследования рабочего процесса поршневого двигателя на водороде / Б. Е. Лавров, В. И. Хмыров // Труды. АН Каз. ССР. – 1960. – №2. – С. 326–332.
8. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей / А.И. Мищенко. – К.: Наукова думка, 1984. – 143 с.
9. Талда Г.Б. Повышение топливной экономичности и снижение токсичности бензиновых двигателей добавкой водорода к бензину: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели».

ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ФОРСУНОК СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Булгаков М.П.

Херсонська державна морська академія, Україна

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 дослідження. Накопичений досвід експлуатації суднових дизелів дозволяє намітити ряд найбільш важливих заходів щодо забезпечення працездатності паливної апаратури (ПА) дизелів. Відповідно до зазначених особливостей роботи дизелів на високов'язких паливах, намічувані заходи щодо підвищення надійності ПА в експлуатації стосуються, головним чином, зниження теплонапруженості корпусних деталей і поліпшення змащення прецизійних деталей.

Постановка задачі. Беручи до уваги усе вищезгадане, задача підвищення ресурсу розпилювача і його запірного вузла є важливою і нестаріючою.

Результати досліджень. При роботі на важкому паливі температура розпилювача в порівнянні з роботою його на дизельному паливі підвищується через загальний підігрів палива. Крім того, на режимах повних навантажень, коли паливо не остигає в трубопроводах, нагрівання може збільшитися від дроселювання його при нагнітанні по каналах паливної системи й форсунки.

Однак тепловий режим роботи розпилювача має дуже вузькі оптимальні границі надійної роботи на важких паливах. У випадку занадто високого нагрівання розпилювача (більш 180° С) починається розкладання палива й відбувається інтенсивне закоксування соплових отворів.

Відомо, що деякі хромонікелемолібденові сталі для розпилювачів, що містять до 4,5 % цих легуючих елементів, на відміну від азотуємих сталей, починають міняти свою твердість при температурах нагрівання понад 200° С. Тому для роботи на важкому паливі розпилювач форсунки необхідно охолоджувати. У той же час при переохолодженні форсунки нижче 110° С відбувається конденсація вологи із циліндра на носіку розпилювача, у результаті чого на сірчистому паливі розпилювач починає інтенсивно корродувати із зовнішньої сторони, що приводить до його руйнування. Отже, якщо паливна система повинна забезпечувати якісне розпилювання палива, то надійність і підтримку тривалої роботи розпилювача повинна забезпечувати система охолодження форсунок.

За даними експериментальних досліджень і досвіду експлуатації, оптимальна температура розпилювача среднеобертвого дизеля повинна становити 140...180°С. Такі умови в сучасних среднеобертвових дизелях зазвичай забезпечуються спеціальною системою охолодження форсунок із циркуляцією дизельного палива або масла, що дозволяє регулювати температуру розпилювача.

Необхідність підтримки певної температури охолодження деталей форсунок пояснюється тим, що для кожного типу двигуна встановлюється ще більш вузька межа температур у цьому діапазоні залежно від вологості повітря й сорту застосовуваного палива.

Прокачування лінії нагнітання є одним зі способів поліпшення передпускових операцій і пуску дизеля при роботі на важкому паливі. Операції прокачування перед пуском передбачають заміну остиглого палива в порожнинах лінії нагнітання підігрітим паливом з необхідною для нормальної роботи в'язкістю.

В ідеальному варіанті система прокачування повинна забезпечувати видалення палива із усієї лінії нагнітання, включаючи паливний насос високого тиску, трубопровід високого тиску й форсунку. На практиці таких варіантів системи прокачування поки не існує із за надмірного ускладнення паливоупорскуючої апаратури. У відомих конструкціях найчастіше прокачується один паливопровід високого тиску, що має найбільші обсяги внутрішніх порожнин у порівнянні з іншими елементами лінії нагнітання.

Іншою причиною, що викликає перегрів і закоксовування розпилювачів є проникнення газів із циліндра двигуна безпосередньо під голку розпилювача. Таке явище відбувається, коли тиск газів перевищує тиск палива під голкою розпилювача. Незважаючи на те, що тиск відкриття голки звичайно в 1,5... 2 рази перевищує тиск p_z , це можливо при коливальних явищах палива в трубопроводі високого тиску й при підскоках голки під дією сил пружності, що викликає підприски палива (рис. 1) [2].

У таких випадках на голці форсунки з'являється нагар, який у процесі роботи збільшується в обсязі, просувається уздовж направляючої по зазору, твердне й приводить до зависання голки з усіма наслідками для двигуна.

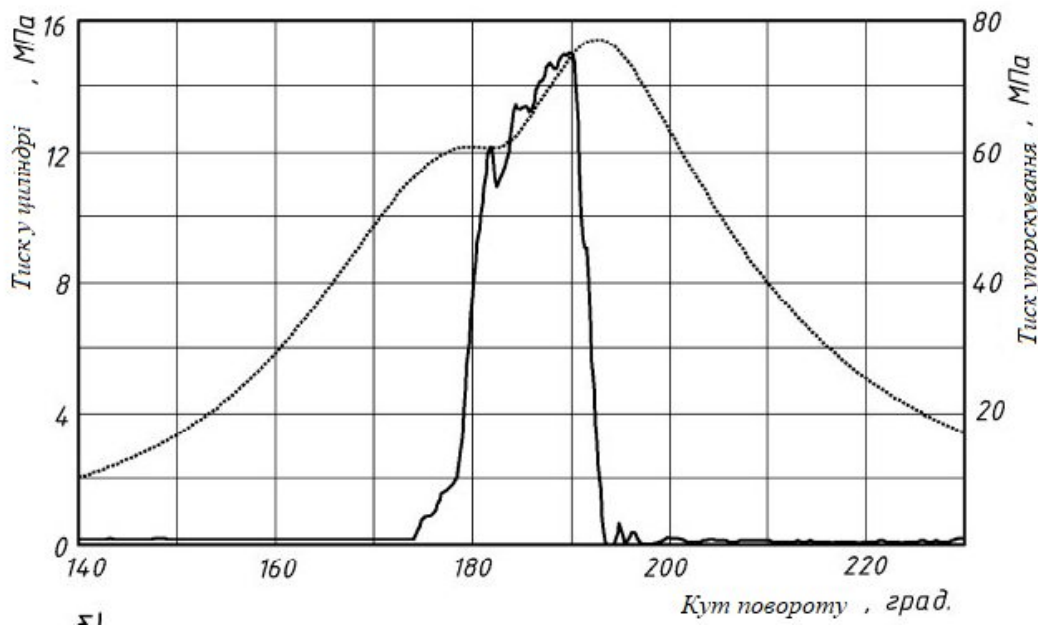


Рисунок 1. Осцилограма тиску палива у форсунці та тиск газів у циліндрі

Порушення ущільнюючих властивостей розпилювача яке діагностують на стенді обпресування як “м'яве упорскування” проявляється на двигуні у вигляді підвищеної температури випускних газів, підвищеної димності й підвищеній витраті палива. Подальша експлуатація приводить, як правило, і до закоксовування соплових отворів, і до заклинювання голки. Одна з основних причин закоксовування – несприятливий характер протікання процесу паливоподачі, особливо в його кінцевій фазі.

Висновки. Аналіз конструктивних характеристик розпилювачів форсунок і їх кінчних ущільнень дозволяє зробити висновок про наявність нереалізованих конструктивних і технологічних резервів у підвищенні ресурсу. Якість виготовлення кінчних ущільнень розпилювачів відіграє при цьому найважливішу роль. Встановлено, що максимальний підйом

голки, енергія стислої пружини форсунок, діаметр підстави запірною конуса і його кут, ширина ущільнювального паска і його сумарна шорсткість, впливають на працездатність конічного ущільнення розпилювача. Більше того, ці параметри взаємозалежні і є можливість оптимізувати характеристики для одержання конструкції конічного ущільнення високого ресурсу.

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

СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ З ТЕРМОАКУСТИЧНИМИ СИСТЕМАМИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВИХ ВИКИДІВ

Коробко В.В.

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Україна

Характерною особливістю сучасної суднової енергетики є впровадження нових технічних рішень, у відповідності до діючих вимог ІМО відносно зменшення шкідливого впливу СЕУ на довкілля. Основні проблеми пов'язані з обмеженням емісії CO₂, SO_x, NO_x. З урахуванням цих правил на нових судах встановлюються ДВЗ, характеристики яких мають відповідати нормам TIER II та TIER III. Практично всі виробники судових ДВЗ пропонують моделі, які здатні використовувати криогенні палива – LNG та LPG [1].

У сукупності ці фактори призвели до зменшення температури відходячих газів, зростання температури надувного повітря.

За таких умов, склалась ситуація, коли традиційні схеми утилізації теплових викидів СЕУ стають малоефективними або економічно недоцільними. Крім того, використання скраплених газів в якості пального ставить питання утилізації їх криогенного потенціалу. Ці обставини вимагають пошуку та розробки нових заходів щодо енергозбереження в судовій енергетиці.

Можливим шляхом вирішення даної задачі може стати використання термоакустичних технологій. Сучасний стан розвитку термоакустики дозволяє створити енергогенеруючі термоакустичні системи, придатні для утилізації низькотемпературних викидів СЕУ.

Існує два типи термоакустичних теплових машин (ТАТМ), це – термоакустичні двигуни (ТАД) та термоакустичні рефрижератори (ТАР). ТАТМ відрізняються від механічних агрегатів простою конструкцією, відсутністю рухомих частин та шкідливих робочих речовин, їм притаманні висока надійність, відносна мала вартість [2,3]. ТАД здатні працювати від будь яких зовнішніх джерел енергії, в тому разі криогенних, отже їх доцільно використовувати в системах регазифікації LNG палив.

Розповсюдженню ТАТМ заважають їх низька питома потужність, складність отримання механічної роботи, відсутність узагальнюючих положень, що до розробки та проектування низькотемпературних енергогенеруючих термоакустичних систем.

Маючи за мету підвищення ефективності СЕУ з допомогою термоакустичних технологій, був проведений комплекс теоретичних та експериментальних досліджень особливостей теплофізичних процесів в низькотемпературних ТАТМ.

В результаті досліджень отримані нові знання відносно закономірностей процесів енергообміну між структурними елементами ТАТМ та зовнішніми низькотемпературними джерелами теплової енергії.

Встановлені та досліджені фактори, які визначають ефективність процесів послідовного перетворення теплової енергії в механічну енергію акустичних коливань, та їх подальшу трансформацію в механічну роботу або електричну енергію.

На рис. 1 показана принципова схема термоакустичної системи утилізації теплових викидів СЕУ, в якості навантаження ТАД передбачено використання турбогенератора з приводом від імпульсної двонаправленої турбіни (ІДТ) [4 - 6].

Можна бачити, що в такій системі процеси енергообміну між джерелами енергії високого потенціалу (теплові викиди СЕУ), ТАД та джерелами енергії низького потенціалу (довкілля, або криогенні палива) забезпечуються допоміжними системами. До складу цих систем входять рекуперативні теплообмінники, зовнішні, які контактують з теплоносіями скидної енергії та внутрішні, які є конструктивними елементами ТАД.

Теоретичний аналіз показав, що використання рекуперативних теплообмінників в конструкції низькотемпературних ТАД може призвести до суттєвого зниження ефективності термоакустичних перетворень. Основна причина цього явища - це формування рекуперативними теплообмінниками неоднорідного поля температур в поперековому перетині стеку (матриці), в єдиному елементі ТАД, в якому безпосередньо відбуваються термоакустичні перетворення.

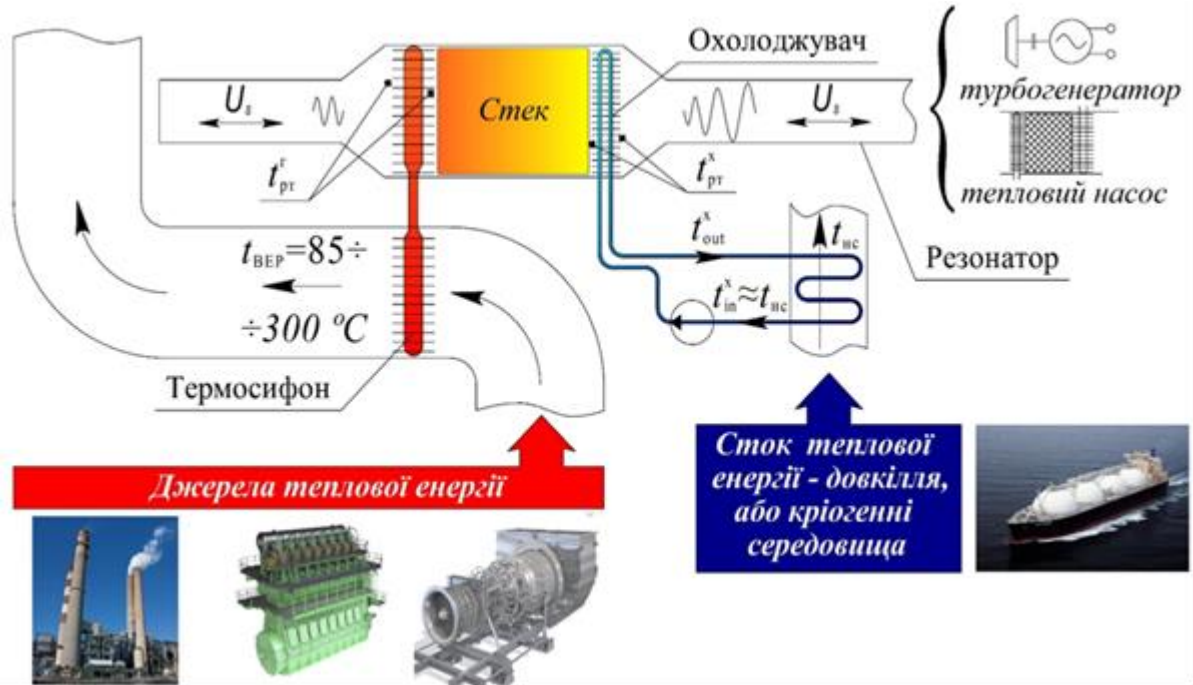


Рисунок 1. Принципова схема використання ТАТМ в складі енергетичних установок

Отримані результати дозволили формалізувати базові положення теорії проектування низькотемпературних термоакустичних систем, визначити шляхи раціональної організації процесів тепло-енергообміну між проміжними теплоносіями, робочим тілом ТАД та матрицею, зменшити негативний вплив рекуперативних теплообмінників на ефективність ТАТМ.

Розроблена математична модель, яка відтворює структуру СЕУ та функціональні зв'язки в комплексі: «СЕУ – теплові викиди – ТАД – довкілля». Ця модель синтезована на базі балансової моделі СЕУ, лінійної моделі термоакустики та методології «Finite time Thermodynamic» (FTT) [7]. Математична модель дає можливість оцінити ефект від застосування енергогенеруючих термоакустичних систем енергозаощадження для різних типів СЕУ

$$Ne_{\Sigma}^{EV} = Ne^{EV} + \sum_j Ne_j^{TATM} \quad (1)$$

В якості прикладу була обрана термоакустична система утилізації викидів суднового МОД W12X92DF потужністю 63800 кВт [8]. Розрахунки показали, що сумарна потужність термоакустичної системи утилізації скидної теплоти Ne_j^{TATM} на експлуатаційних режимах двигуна може сягати від 5% до 8,3 % потужності МОД W12X92DF.

В розглянутому випадку передбачена можливість утилізації криогенного потенціалу LNG палива. З допомогою розробленої математичної моделі показано, що термоакустична

енергогенеруюча система регазифікації LNG палива здатна додатково продукувати до 1500 кВт електричної енергії за рахунок використання криогенного потенціалу скрапленого газу.

Висновки:

1. Енергогенеруючі термоакустичні системи утилізації скидної теплоти розширюють ресурсну базу для енергозбереження за рахунок низькотемпературних складових теплового балансу СЕУ.

2. На основі результатів фізичного та математичного моделювання, з допомогою розроблених експериментальних зразків ТАТМ та їх елементів, узагальнюючої математичної моделі термоакустичної системи використання скидної теплоти СЕУ з потенціалом 110 – 600 К, встановлена неоднорідність поля теплових потоків в елементах ТАТМ, яка характеризується коефіцієнтом неоднорідності на рівні – 0,72 - 0,99 та знижує ефективність процесів термоакустичного перетворення в ТАТМ до рівня 0,1 – 0,25 відносно к.к.д. Карно.

3. Визначені закономірності впливу нерівномірності розподілу температур на поверхні теплообмінників та матриці ТАТМ, на ефективність термоакустичних перетворень.

4. Обґрунтовані науково-методологічні основи вдосконалення ТАТМ шляхом підвищення ефективної температури робочого тіла за рахунок раціональної організації процесів тепло-енергообміну між теплоносіями, теплообмінниками, робочим тілом ТАТМ та матрицею.

5. Показана можливість підвищення паливної ефективності СЕУ різної потужності та з різними рівнями енергозбереження за рахунок утилізації низькотемпературних складових теплових викидів для СЕУ з МОД на 5 –8%, СЕУ з СОД на 6 – 9%, СЕУ з ВОД на 8 – 10%.

ЛІТЕРАТУРА

1. Singh, D., & Pedersen, E. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 111, 2016. – pp. 315–328. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman>

2. Some Efficient Solutions to Recover Low and Medium Waste Heat: Competitiveness of the Thermoacoustic technology: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610214008613>,

3. Swift G.W. Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators / G.W. Swift // *American Institute of Physics*. – 2002. – 300 p.

4. Коробко, В. В. Можливі шляхи використання термоакустичних теплових машин в системах СЕУ / В. В. Коробко // *Наук. вісн. ХДМА*. – Херсон : ХДМА, 2014. – № 2 (11). – С. 69–76.

5. Коробко В.В. Аналіз впливу конструкції теплообмінників на характеристики низькотемпературних термоакустичних установок // *Авиационно - космическая техника и технология*. – №8 (135), 2016. – С. 5-10.

6. Дослідження роботи імпульсної двонаправленої турбіни в резонаторі термоакустичного двигуна / В. В. Коробко, О. О. Московко, Г. Б. Мостипаненко, С. І. Сербін // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2017. – № 8 (143). – С. 19–25

7. Коробко, В. В. Підвищення ефективності енергетичних установок шляхом застосування термоакустичних технологій / В. В. Коробко // *Shipbuilding & Marine Infrastructure*. Судостроение и морская инфраструктура. – Николаев : НУК, 2018. – № 2 (10). – С. 252–261.

8. INSTALLATION INSTRUCTIONS & CONCEPT GUIDANCE, W12X92DF, NetGD, <https://www.wingd.com/en/engines/engine-types/x-df-dual-fuel/x92df>.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ХИТАВИЦІ НА ВИРОБЛЕННЯ ЕНЕРГІЇ ФОТОЕЛЕКТРИЧНИМ МОДУЛЕМ

^{1,2}Баганов Є.О., ¹Погребняк І.Ф.

¹Херсонський національний технічний університет, Україна

²Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Станом на сьогодні морська промисловість законодавчо зобов'язана поступово скорочувати викиди парникових газів. Це стимулює підвищення енергоефективності судноплавства, один з напрямків якого є зменшення використання викопного палива і перехід на використання альтернативних технологій та палив. Такі заходи спрямовані на те, щоб у довгостроковій перспективі стати галуззю з нульовими викидами [1 – 3]. Морське застосування більшості відновлюваних джерел енергії все ще становить значну проблему, але серед різних їх видів саме використання сонячної енергії має перевагу на борту суден [4, 5].

Актуальність досліджень. Застосування сонячних електростанцій (СЕС) у сучасній морській техніці є досить активним для живлення малих маяків, буїв та у якості зарядних пристроїв для акумуляторів малих вітрильних яхт [6, 7]. Транспортні витрати, що зростають через ціни на паливо, а також через обмеження викидів CO₂ та оксидів азоту відповідно до нових екологічних політик та загалом необхідність більш екологічного транспортування були причинами, які змусили морські компанії переглянути використання СЕС і на великих суднах [8, 9].

Однак мобільність судна породжує додаткові проблеми при проектуванні суднових СЕС, які пов'язані із розташуванням і просторовою орієнтацією фотоелектричних модулів (ФЕМ), що закріплені на палубі. Деякі дослідження особливостей роботи суднових СЕС дають неоднозначні результати щодо впливу хитавиці на роботу СЕС. Так у [10] стверджується, що рухом внаслідок хитавиці може бути знехтувано в процесі проектування та при впровадженні сонячних перетворювачів на суднах, оскільки втрати ефективності, безпосередньо пов'язані з цими рухами, становлять менше 1%. Однак у [11] відмічено, що хитання на судні спричиняє коливання потужності СЕС з періодами приблизно 10-20 с внаслідок коливання генерації ФЕМ, тобто вплив хитавиці є відчутним.

Постановка задачі. Метою даної роботи є оцінка впливу хитавиці на сумарне вироблення енергії фотоелектричним модулем у складі суднової СЕС.

Результати досліджень. При проведенні оцінки було введено декілька спрощень. Розташування ФЕМ на поверхні судна розглядалося горизонтальним, виходячи з практичного досвіду їх використання та можливістю провести оцінку інших положень ФЕМ варіацією висоти та азимуту сонця. В якості основної складової розглядалася тільки бортова хитавиця. Варіація дифузної складової випромінювання не враховувалася.

Відповідно, оцінку впливу хитавиці можна провести за величиною:

$$F = \frac{\int_0^T \cos(\phi(t)) dt}{T \sin \alpha} \quad (1)$$

де α – висота сонця;

T – період коливань внаслідок хитавиці;

$\phi(t)$ – кут падіння сонячних променів на поверхню ФЕМ на палубі судна;

t – час.

Кут падіння сонячних променів на довільно орієнтовану поверхню, що має азимут θ_n і кут нахилу до обрїю β , визначається за формулою:

$$\cos i = \sin \beta \left[\cos \delta (\sin \phi \cdot \cos \theta_n \cdot \cos \omega + \sin \theta_n \cdot \sin \omega) - \sin \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \theta_n \right] + \cos \beta \left[\cos \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \omega + \sin \delta \cdot \sin \phi \right] \quad (2)$$

де ϕ – широта місцевості,
 ω – годинний кут,
 δ – схилення сонця.

З урахуванням кільової хитавиці (ϕ_x), бортової хитавиці (ϕ_y) та рискання (ϕ_z) рівняння (2) трансформується у наступне [40]:

$$\begin{aligned} \cos i = & \sin \theta \cos \alpha \left(\sin \phi_z \cos \phi_x \sin \beta + \sin \phi_y \cos \phi_z \cos \beta + \right. \\ & \left. + \sin \phi_z \sin \phi_x \cos \phi_y \cos \beta \right) + \cos \theta \cos \alpha \left(\cos \phi_z \cos \phi_x \sin \beta - \right. \\ & \left. - \sin \phi_y \sin \phi_z \cos \beta + \cos \phi_z \sin \phi_x \cos \phi_y \cos \beta \right) + \\ & + \sin \alpha \cos \phi_x \cos \beta - \sin \alpha \sin \phi_x \sin \beta. \end{aligned} \quad (3)$$

де θ – азимут Сонця.

У (3) α і θ можуть бути визначені через вирази

$$\sin \theta = \sec \alpha \cos \delta \sin \omega;$$

$$\sin \alpha = \cos \omega \cos \phi \cos \delta + \sin \phi \sin \delta,$$

а кут θ_n знаходиться у куті ϕ_z .

Уведемо нормаль до ФЕМ:

$$\vec{n} = [0; \sin(\phi_{\max} \sin \omega t); \cos(\phi_{\max} \sin \omega t)] \quad (4)$$

та напрямок на сонце:

$$\vec{b} = [\cos \alpha \cos \theta; \cos \alpha \sin \theta; \sin \alpha], \quad (5)$$

де ϕ_{\max} – максимальний кут відхилення судна від вертикалі при хитавиці;

$\omega = 2\pi/T$ – циклічна частота коливань.

Тоді $\cos \phi(t)$ можна визначити зі співвідношення:

$$\cos \phi(t) = \vec{b} \cdot \vec{n}. \quad (6)$$

Результати розрахунку наведено на рис. 1. При розрахунку було прийнято $\phi_{\max} = 20^\circ$, $T = 20$ с.

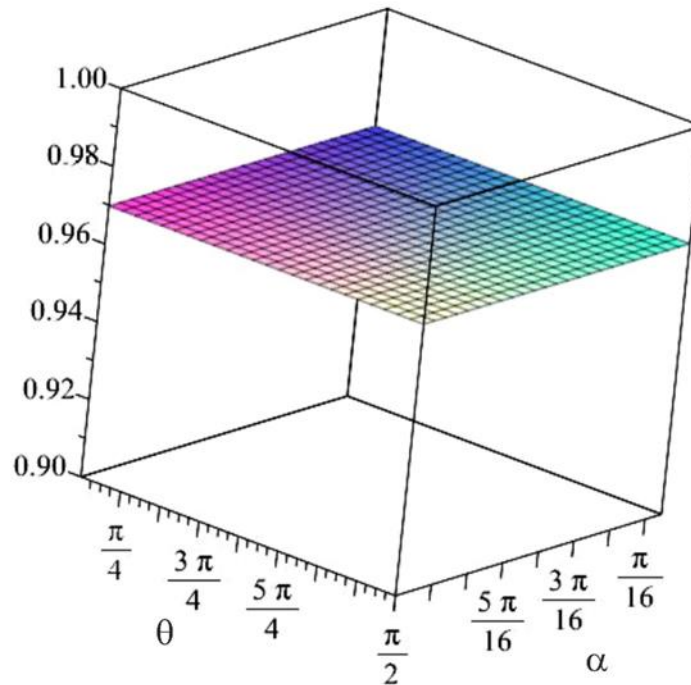


Рисунок 1. Результати розрахунку параметра F при зміні α і θ

Зміни параметра F при зміні T не відбувається. Вплив φ_{\max} наведено на рис. 2 при $\alpha=\pi/4$ і $\theta=\pi/2$.

Як видно з рис. 1 та рис. 2 хитавиця починає помітно проявлятися тільки починаючи з $\varphi_{\max} = 27^\circ$, коли виробіток падає більше ніж на 5% ($F = 0,95$), однак така ситуація відповідає шторму, при якому інтенсивність сонячного випромінювання мала і, відповідно, робота СЕС не є принциповою.

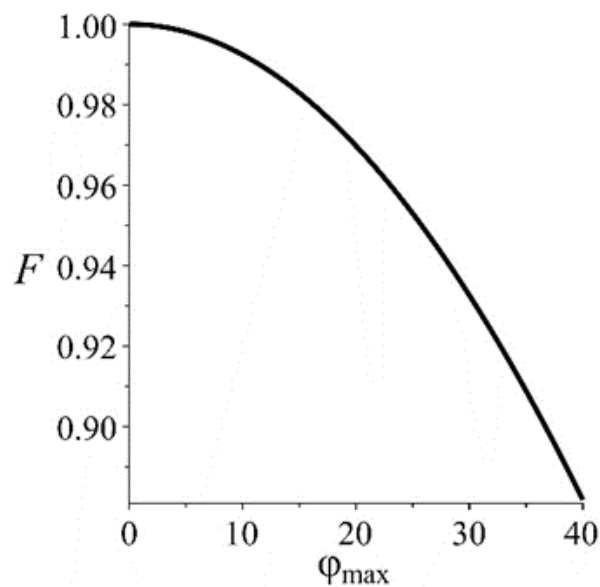


Рисунок 2. Результати розрахунку параметра F при зміні φ_{\max}

Висновки. Відповідно до проведених розрахунків при проектуванні суднової СЕС можна не враховувати зменшення виробітку електроенергії внаслідок впливу хитавиці, так як при нормальних навколишніх умовах це зменшення не перевищує 2-3%.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ямасаки М. Выбросы судами парниковых газов. Регулирование – Энергоэффективность для судов (Конвенция МАРПОЛ, Приложение VI Раздел 4)/ М. Ямасаки // Региональный семинар ТРАСЕКА по Конвенции МАРПОЛ Ознакомление и имплементация Молдова – с 21 по 23 июля 2015 г. [электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.trasesa.org.org/fileadmin/fm-dam/TAREP/68ta/1/prV/Session_9_MY_GHG_-_1_Rus.pdf (28.08.2020). – Назва з екрану.
2. Low carbon shipping and air pollution control [электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/GHG/Pages/default.aspx> (28.08.2020). – Назва з екрану.
3. Geertsma R. Alternative fuels and power systems to reduce environmental impact of support vessels/ R. Geertsma, M. Krijgsman// Marine Electrical and Control Systems Safety Conference, London, 02 – 03. 07. 2019
4. Kurniawan. A Review of Solar-Powered Boat Development/ A. Kurniawan// IPTEK, The Journal for Technology and Science. – 2016. – 27(1). – p. 1-8.
5. Salem A. A. Techno-Economic Approach to Solar Energy Systems Onboard Marine Vehicles /A. A. Salem, I. S. Seddiek // Polish Maritime Research. – 2016. – 3(91). – P. 64-71.
6. Power electronics for photovoltaic energy system of an oceanographic buoy/ E. Behrouzian at al. //Proceedings of the IEEE Applied Power Electronics Colloquium (IAPEC '11). – April 2011. – pp. 1–4.
7. Kobougias I. PV Systems Installed in Marine Vessels: Technologies and Specifications/ I. Kobougias, E. Tatakis, J. Prousalidis // Advances in Power Electronics. – Vol. 2013. – Art. ID 831560, 8 p.
8. Operation control of photovoltaic/diesel hybrid generating system considering fluctuation of solar radiation/ J. S. Park at al. // Solar Energy Materials and Solar Cells. – 2001. – vol. 67. – no. 1 – 4.– p. 535–542.
9. Photovoltaic generating system on ships to reduce fossil fuel dependence/ T. Katagi at al. [электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.jime.jp/publication/bulletin/english/pdf/mv24n021996p70.pdf> (28.08.2020). – Назва з екрану.
10. Adaptability of solar energy conversion systems on ships/ I. Visa at al. // Materials Science and Engineering. – 2016. – 147. – 012070.
11. Estimation of PV output power in moving and rocking hybrid energy marine ships/ L. Hongda at al. // Applied Energy. – 2017. – 204. – p. 362–372

ПІДТРИМКА ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БАГАТОКОМПОНЕНТНИХ ТЕХНІЧНИХ РІДИН

Мар'янов Д.М.

Національний університет «Одеська морська академія», Україна

Вступ. Судна річкового та морського транспорту характеризуються та відрізняються одне від одного великою кількістю показників та характеристик. Найбільш розповсюдженими типами суден є транспортні (що призначені для перевезення різноманітних вантажів, які можуть знаходитися у скрапленому, рідкому та твердому стані) та пасажирські. Водночас з цим існує розгалужений тип спеціалізованих суден, які виконують днопоглиблювальні та гідрографічні роботи, укладення морських трубопроводів, прокладення та ремонт океанських ліній зв'язку та електропередачі, буксирування, морське докування, а також забезпечують функціонування морських платформ, що здобувають нафту та газ.

Актуальність досліджень. Кожного року в світі збільшується споживання енергії, джерелом якої є вуглеводні. Використання альтернативних природних джерел тепла (сонячної енергетики і вітроенергетики) носить одиничний характер і обмежується географічною специфікою її застосування і необхідністю використання додаткових технологій по її виробництву і передачі. Одночасно з цим, відсутність реальної альтернативи нафти і газу як основного джерела теплової енергії призводить до поступового виснаження їх континентальних родовищ. Подальше зростання споживання енергії в промисловості, на транспорті і в повсякденному житті підвищує дефіцит палива нафтового походження, який може бути забезпечений тільки континентальними запасами. Тому останнім часом велика кількість країн розвивають і розширюють освоєння ресурсів континентального шельфу та Світового океану. При цьому розробка вуглеводневих родовищ і видобуток вуглеводневої сировини здійснюється на автономних бурових платформах, розташованих поза материкових територій, а тому вимагають доставки на них спеціального обладнання, техніки і матеріалів.

До числа таких матеріалів, перш за все, відносяться паливо і мастило, а також різні технологічні рідини, які в наслідку використовуються для забезпечення процесу видобутку нафтопродуктів. Ці рідини (зокрема бурильні суспензії) виконують функції змащування, охолодження і промивання бурового обладнання і є їх невід'ємною частиною. Різноманіття функцій, які забезпечують подібні рідини, змушує легувати їх спеціальними хімічними компонентами і сполуками, які (в більшості випадків) мають підвищену густину і масу, відрізняються структурними характеристиками і дисперсним станом. При транспортуванні цих рідин спеціалізованими морськими суднами від континентального порту до океанських бурових платформ, під дією гравітаційних сил відбувається поступове осадження їх твердих (а тому більш важких) складових. Це призводить не тільки до зміни їх функціональних характеристик, але і сприяє утворенню твердих органічних сполук на дні вантажного танка. Результатом цього може стати повна відсутність плинності бурильної суспензії і неможливість її транспортування з вантажного танка спеціалізованого судна на бурову платформу. Для ліквідації подібних наслідків потрібно чимало часу (від декількох годин до декількох днів) на демонтаж системи перекачування вантажу, очищення вантажних танків і відновлення функціональних характеристик технічної рідини [1].

Підтримка функціональних характеристик багатокomпонентних технічних рідин, що транспортуються морськими суднами, є актуальною прикладною задачею (оскільки забезпечує надійне функціонування обладнання і безперервність процесу видобутку вуглеводневої сировини). Розв'язання даного завдання, як правило, розглядається стосовно до континентальних родовищ нафти або газу, при цьому не вивчається і не враховується

специфіка транспортування і передачі бурильних суспензій на морські або океанські бурові платформи. Питання забезпечення функціональних властивостей і експлуатаційних характеристик подібних технічних рідин стосовно морської галузі практично не вивчені; правила їх транспортування не мають підтверджених практичних рекомендацій; латентний погіршення їх реологічних показників (в'язкості, густини, седиментаційною стійкості) не завжди може бути визначено, оцінено і усунено судновим екіпажем. Все назване підкреслює відсутність системного підходу до питання забезпечення функціональних характеристик спеціальних технологічних рідин, що транспортуються морськими суднами [2].

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення стратифікації густини технічних рідин (бурильних суспензій) при їх транспортуванні в танках спеціалізованого морського судна з подальшою розробкою практичних рекомендацій щодо забезпечення мінімального рівня даної стратифікації.

Результати досліджень. Експериментальні дослідження виконувалися на морському спеціалізованому судні, що забезпечує постачання нафтовидобувних платформ.

Густина бурильних суспензій в 1,3...1,5 рази перевищує густину нафтопродуктів (палива і масла), які перебувають на судні. Це (для забезпечення остійності) змушує розташовувати вантажні танки, в яких знаходиться бурильні суспензії, нижче ватерлінії. До конструктивних недоліків системи транспортування бурильної суспензії також відноситься підвищена довжина трубопроводів, що забезпечують її перекачування з борту судна на океанську або морську платформу. Як перше, так і друге сприяє зростанню гідродинамічних втрат, підвищує ймовірність порушення цілісності потоку при русі суспензії по магістралях системи, а також може сприяти виникненню зривів всмоктування вантажних насосів. Розв'язання проблеми забезпечення однорідності бурильної суспензії, що транспортується в вантажних танках спеціалізованих суден, пропонувалося різними способами, до найбільш поширених з яких відносяться розбавлення/промивання суспензії морською водою, паровий обігрів магістралей, додавання спеціальних присадок [3].

Одним з варіантів, що забезпечують збереження експлуатаційних властивостей бурильних суспензій, а також підтримки необхідного технічного і функціонального стану судової системи транспортування бурильної суспензії, є її спрощення шляхом мінімізації протяжності магістралей і трубопроводів, вибір оптимальної конструкції і режимів роботи вантажних насосів, а також безпосередній вплив на дисперсні компоненти суспензії [4].

Реалізація подібної технології можлива із застосуванням додаткової примусової рециркуляції і системи управління, яка повинна забезпечувати:

- постійний моніторинг густини бурильної суспензії як в вантажних танках, так і на окремих ділянках системи;
- можливість додаткової примусової рециркуляції бурильної суспензії в вантажних танках;
- дистанційне відкриття/закриття клапанів перепуску і рециркуляції;
- контроль тиску всмоктування вантажних насосів;
- контроль і сигналізацію рівня суспензії в вантажному танку.

Конструкція спеціалізованого судна і технологія транспортування технічної рідини передбачала її перевезення в чотирьох рівно розмірних вантажних танках. Під час досліджень в двох з них забезпечувалась додаткова примусована рециркуляція бурильної суспензії в вантажному танку і виконувався періодичний контроль її густини за висотою/глибиною танка [5]. Визначення густини виконувалося на рівня 30 %, 60 % та 90 % від загальної висоти/глибини танка за допомогою ареометру dm-230.1a фірми Vorr & Reuther Messtechnik (Німеччина), що дозволяє виконувати вимірювання в ємкостях висотою до 6 м. Різниця в значенні густини за різною висотою/глибиною свідчила про виникнення її стратифікації і

утворення осаду твердих складових бурильної суспензії. У таблиці 1 наведені результати вимірювання густини при різних умовах і часу транспортування бурильної суспензії.

Таблиця 1. Зміна густини бурильної суспензії, кг/м³, в залежності від часу її транспортування

Рівень, на якому виконується вимірювання	Транспортування без рециркуляції					Транспортування з додатковою рециркуляцією				
	час транспортування, години					час транспортування, години				
	0	6	12	18	24	0	6	12	18	24
на поверхні	1268	1245	1175	1126	1062	1268	1238	1227	1264	1258
30 % глибини	1270	1262	1254	1263	1187	1268	1242	1232	1273	1258
60 % глибини	1270	1315	1347	1388	1458	1272	1240	1281	1281	1266
90 % глибини	1272	1350	1388	1433	1513	1278	1313	1296	1288	1273

Висновки. Седиментація рідин з високою густиною (бурильних суспензій) у вантажних танках призводить до виникнення стратифікації густини рідини, що знаходиться в вантажному танку, і випадання більш важких компонентів в осад, який накопичується на дні танка. Це викликає зміну реологічних характеристик технічних рідин – розшарування і зменшення плинності, що утрудняє і навіть може зробити неможливим процес їх перекачування з борту судна на бурові платформи.

Підтримка реологічних характеристик технічних рідин і забезпечення мінімального рівня стратифікації густини може бути виконано шляхом їх додаткової рециркуляції в об'ємі вантажного танка.

Запропонована схема додаткової примусової рециркуляції технічних рідин підвищує ефективність функціонування цих систем їх транспортування, знижує трудовитрати на їх обслуговування і підтримку працездатного стану.

Запропонована технологія може бути використана на спеціалізованих морських суднах, що забезпечують функціонування морських бурових платформ континентального шельфу і морського дна, а також при транспортуванні інших рідин з високою густиною (наприклад, сирої нафти).

ЛІТЕРАТУРА

1. Поповский А. Ю. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей / А. Ю. Поповский, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2014. – Вып. 20. – С. 74-83.
2. Поповский А. Ю. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств / А. Ю. Поповский, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. – 2016. – Вып. 22. – С. 66-74.
3. Марьянов А. А. Обеспечение функциональных свойств и эксплуатационных характеристик технических жидкостей, транспортируемых морскими судами // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті : Матеріали XII Міжнародної науково-практичної конференції MINTT-2020, 27-29 травня 2020 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2020. – С. 261-2654.
4. Sagin S. V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils / S. V. Sagin // 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
5. Karianskyi S. A. Features of transportation of high-density technical liquids by marine specialized vessels / S. A. Karianskyi, D. M. Maryanov // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration January 25, 2020. Part 2. Beijing, PRC. – P. 150-153. DOI. 10.34660/INF. 2020.24.53688.

ІНТЕГРАЛЬНА ОЦІНКА ЕКОЛОГІЧНОСТІ ТА ЕКОНОМІЧНОСТІ РОБОТИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Куропятнік О.А.

Національний університет «Одеська морська академія», Україна

Вступ. Під час експлуатації енергетичних установок суден річкового та морського транспорту інженери стикаються з різними дилемами, одна з яких пов'язує між собою екологічні та економічні показники роботи двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ). Стабілізація в необхідних межах або зниження значень практично всіх екологічних показників ДВЗ (емісії оксидів вуглецю, сірки і азоту, а також незгорілих вуглеводнів, сажі і диму) пов'язана

або з конструкційними змінами двигунів і систем, що забезпечують їх функціонування;
або з використання більш дорогих (на сьогоднішній момент) джерел енергії (наприклад, водню, природного газу, палива з низьким вмістом сірки);

або застосування технологій сонячної і вітрової енергетики. Названі способи вимагають не тільки попередньої розробки і експериментального визначення оптимальних режимів, але і додаткових фінансових вкладень на їх впровадження, експлуатацію та обслуговування.

Крім того, підвищення екологічності роботи ДВЗ суден річкового та морського транспорту неможливе без збільшення витрати палива, віднесеного як до часу роботи (часової, кг/год) так і до потужності (ефективної, кг/(кВт·час)) або до пройденої відстані (на милю, кг/миля) [1].

Актуальність досліджень. Аналогічна дилема виникає під час підвищення екологічності суден річкового і морського транспорту за рахунок використання системи управління випускними газами (як системи рециркуляції, так і системи перепуску).

Таким чином, для комплексних систем управління випускними газами (що складаються з систем їх перепуску і рециркуляції) доцільне використання адаптивного управління. При цьому можливо пайовий розподіл потоку випускних газів між системами перепуску і рециркуляції (в залежності від режимів роботи суднового пропульсивного комплексу). Визначення оптимальних режимів експлуатації комплексних систем управління випускними газами повинно базуватися на наступних принципах:

- забезпечення функціонування ДВЗ з одночасним запобіганням будь-яких, навіть короткострокових, зривів суцільності газових і повітряних потоків;
- стабілізація екологічних показників роботи дизеля в необхідному діапазоні з одночасним попередженням можливого перевищення їх максимально допустимих значень;
- мінімізація неминучих втрат енергії, що відбуваються через погіршення термодинамічних процесів всередині циліндру;
- запобігання теплових перевантажень, що виникають через зміну стехіометричного співвідношення паливо-повітря;
- підтримання економічності роботи дизеля;
- виконання екологічного контролю та постійного моніторингу експлуатаційних показників двигуна і судна [2].

Постановка завдання. Як завдання дослідження було обрано вирішення нерозв'язаної проблеми з визначення критерію оцінки екологічності та економічності роботи судових дизелів під час використання системи управління випускними газами, за допомогою якої забезпечується необхідний рівень емісії оксидів азоту.

Результати досліджень. Для визначення оптимального варіанту адаптивного управління випускними газами судових дизелів, при якому забезпечується максимальне

зниження емісії оксидів азоту при одночасному мінімальному зростанні економічних показників дизеля, виконувався комплекс досліджень на судновому середньо-обертovому дизелі 16V32 фірми Wartsila-Sulzer. Чотири таких дизеля використовувалися в складі пропульсивного комплексу спеціалізованого морського судна водотоннажністю 27500 тонн і виконували функції головних (за умови передачі потужність на гребні гвинти) та допоміжних (за умови забезпечення енергією суднової електростанції) двигунів. Схема комплексного управління випускними газами, що включає їх рециркуляцію і перепуск, наведена на рис. 1 [3].

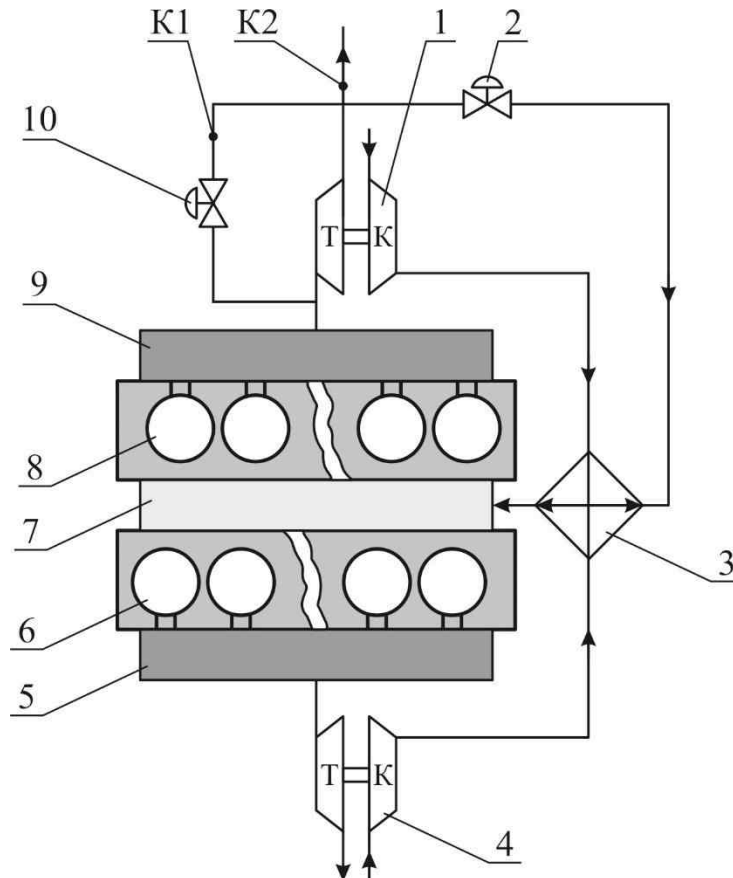


Рисунок 1. Схема газо-повітряної системи дизеля 16V32 / 40 фірми Wartsila-Sulzer з рециркуляцією і перепуском випускних газів: 1, 4 – турбоагнітач; 2 – клапан рециркуляції; 3 – охолоджувач наддувочного повітря; 5, 9 – випускний колектор; 6, 8 – робочі циліндри; 7 – ресивер наддувочного повітря; 10 – клапан перепуску; K1, K2 – точки контролю потоку газів

Основними параметрами, контроль яких виконувався в процесі експерименту, були емісія оксидів азоту в випускних газах і питома ефективна витрата палива. Вимірювання і розрахунок цих величин здійснювався для різного ступеню рециркуляції і перепуску випускних газів при різних навантаженнях на дизель [4].

Екологічна ефективність і паливна економічність дизеля при різному використанні системи управління випускними газами визначалися площею під залежностями $S^{NO_x} = f(\delta_{EGR}, \delta_{EWG})$ і $S^{b_e} = f(\delta_{EGR}, \delta_{EWG})$, де під S^{NO_x} розуміється зменшення емісії NO_x з випускними газами; під S^{b_e} – збільшення питомої ефективної витрати палива, викликане погіршенням процесу згоряння при використанні рециркуляції і перепуску газів; під δ_{EGR} і δ_{EWG} – ступінь рециркуляції і перепуску газів, відповідно.

Графічне зображення цих залежностей наведено на рис. 2.

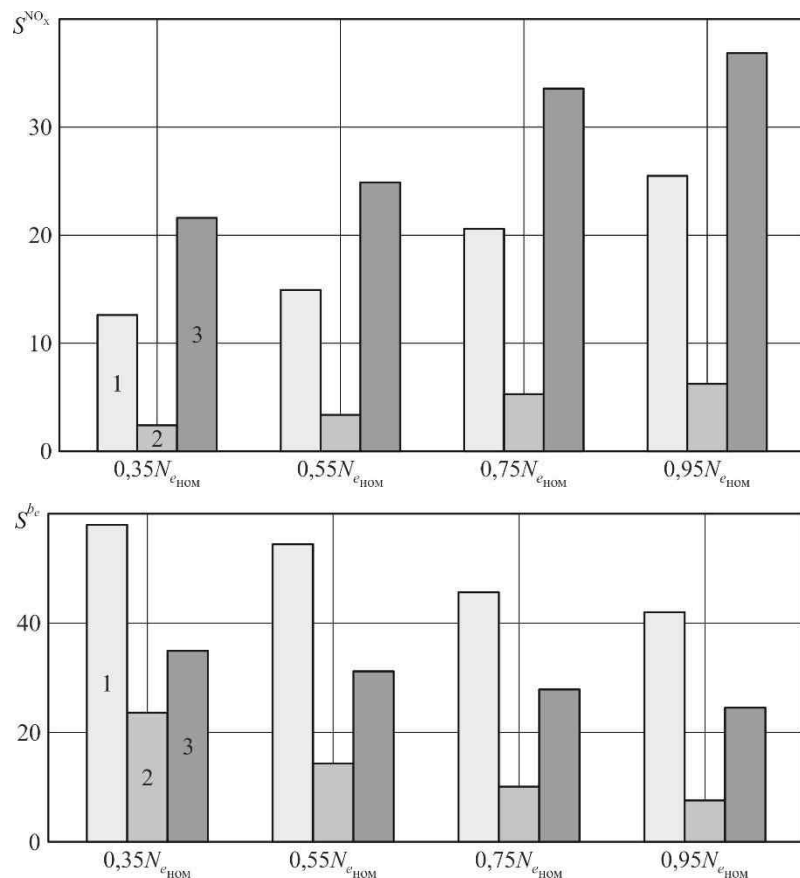


Рисунок 2. Зміна інтегральних параметрів оцінки екологічної ефективності S^{NO_x} (а) і паливної економічності S^{be} (б) суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer при різних способах управління випускними газами: 1 – оптимальне значення ступеня рециркуляції; 2 – оптимальне значення ступеня перепуску; 3 – комплексне управління

Висновки. Аналіз виконаних досліджень дозволяє зробити наступні висновки.

Комплексні системи управління випускними газами суднових дизелів (за допомогою яких забезпечується рециркуляція та перепуск випускних газів) сприяють підвищенню екологічності морських суден, що відображається у зниженні емісії оксидів азоту. Одночасно з цим (у зв'язку зі зміною співвідношення повітря-паливо, подальшим погіршенням процесу згоряння та його зміщенням у бік розширення) погіршується економічність роботи дизеля, зокрема підвищується питома витрата палива.

Інтегральну оцінку екологічності та економічності використання комплексних систем управління випускними газами доцільно виконувати шляхом визначення площі під залежностями $S^{NO_x} = f(\delta_{EGR}, \delta_{EWG})$ та $S^{be} = f(\delta_{EGR}, \delta_{EWG})$, які характеризують зменшення емісії оксидів азоту та збільшення питомої витрати палива для різних експлуатаційних режимів роботи.

ЛІТЕРАТУРА

1. Kuropyatnyk O. A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines / O. A. Kuropyatnyk, S. V. Sagin // [OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology](https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1). – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1-9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.

2. Куропятник А. А. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей / А. А. Куропятник, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник, 2018. – Вып. 24. – С. 72-80.

3. Куропятник А. А. Обеспечение требований конвенции МАРПОЛ73/78 по ограничению выбросов NO_x путем перепуска выпускных газов / А. А. Куропятник // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : матеріали 10-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 12-13 вересня 2019 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2019. – С. 109-111.

4. Сагин С. В. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей / С. В. Сагин, А. А. Куропятник // Автоматизация судовых технических средств : науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 79-89.

ЗМЕНШЕННЯ ВИКИДІВ SO_x СУДНОВИМИ ЕНЕРГЕТИЧНИМИ УСТАНОВКАМИ

Зінченко Д.О.

Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Відпрацьовані гази (ВГ) дизелів являють собою складну газову суміш, яка містить більше 200 компонентів. Чотири компоненти азот (N_2), кисень (O_2), діоксид вуглецю (CO_2) і вода (H_2O) становлять 99...99,9 % обсягу ВГ. З точки зору екології вони не представляють інтересу, оскільки нетоксичні. Решта 0,1...1 % об'єму ВГ – компоненти, які становлять екологічну небезпеку [1].

Комплекс заходів, проведених світовими розробниками СЕУ, дозволяє визначити деякі шляхи зниження емісії SO_x і оцінити часткове вирішення цієї проблеми.

Основна частина. На викиди SO_x (на відміну від NO_x) процес згоряння палива сам по собі ніяк не впливає. Вся сірка потрапляє в камеру згоряння разом з паливом, тому зменшити викиди SO_x можна лише за рахунок використання малосірчаного палива. На рисунку 1 показані обмеження на вміст в паливі сірки всередині зон регульованих викидів і за їх межами. У зонах ЕСА дизелі повинні працювати на паливі з вмістом сірки не більше 1,0 %, а з 2016 року граничний вміст сірки в паливі обмежено значенням 0,1 %.

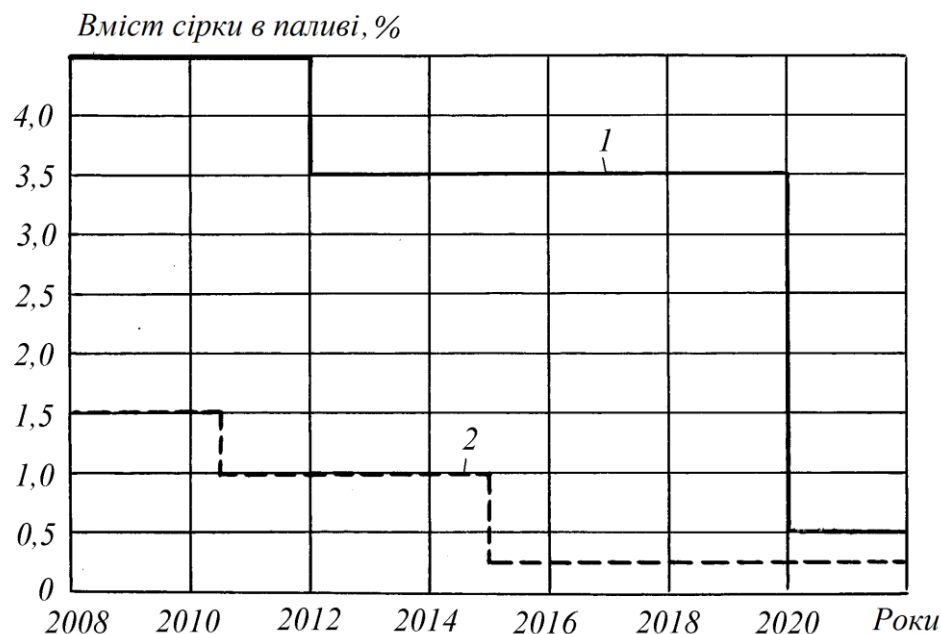


Рисунок 1. Обмеження ІМО за змістом сірки в паливі: 1 – зона відкритого моря, 2 – зона регульованих викидів

Виходячи з діючих правил по викидах в атмосферу, встановлених Міжнародною морською організацією (ІМО), а також у зв'язку з наміром Європейського союзу забезпечити реалізацію вимог Програми VI до Конвенції ІМО MARPOL, оператори суден повинні прийняти рішення про вибір кращих засобів для дотримання цих вимог.

Технологія очищення випускних газів Wärtsilä – це економічне і екологічне рішення, яке дозволяє забезпечити відповідність всім існуючим і новим нормативам ІМО. Ці системи підходять як для проектів будівництва нових суден, так і для модернізації діючих, оснащених 2- або 4-тактними двигунами, а також котлами, які працюють на рідкому паливі.

Компанія Wärtsilä розробила два варіанти конфігурацій стандартних скрубберів: звичайний скруббер Вентурі (V-SO_x) або більш компактний вбудований скруббер (I-SO_x).

Обидві конфігурації мають свої переваги і недоліки, які залежать від типу судна і компонування, тому дуже важливо враховувати конкретні потреби кожного проекту. Обидві конфігурації можуть працювати як в режимі відкритого, так і закритого контуру, а також в гібридних системах.

Гібридний скруббер Wärtsilä може працювати як у відкритому, так і в закритому контурі, використовуючи забортну воду для видалення оксидів сірки SO_x з вихлопних газів. Це дозволяє використовувати даний скруббер і в слаболужних водах, і у відкритому океані. При виході в море можна переключитися на роботу з відкритим контуром з використанням тільки забортної води. Оксиди сірки в випускних газах реагують з водою і утворюють сірчану кислоту. Додаткові хімічні речовини при цьому не потрібні, оскільки природна лужність морської води нейтралізує кислоту.

Коли необхідно переключитися на режим закритого контуру, наприклад при стоянці в порту в слаболужній воді, природне лужне середовище забортної води посилюється завдяки використанню каустичної соди (NaOH).

Висновки. Зниження токсичності ВГ дизелів можна досягти встановленням додаткових технічних засобів. Такі засоби відносяться до зовнішніх способів поліпшення екологічних показників ДВЗ. Принцип дії цих способів заснований на окисненні або відновленні токсичних компонентів до нешкідливих в спеціальних пристроях, які називаються скрубберами.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кульчицкий А.Р. К вопросу о расчетном определении эмиссии частиц с отработавшими газами дизелей // Двигателестроение. – 2000, № 1. – С. 31-38.
2. <https://www.wartsila.com/marine>.
3. Марков В.А. Токсичность отработавших газов дизелей / В.А.Марков, Р.М. Баширов, И.И. Габитов и др. – Уфа: Изд-во Башкирского государственного аграрного университета, 2002. – 144 с.
4. Мельник Г.В. Технологии снижения вредных выбросов дизелей. Состояние и перспективы развития. По материалам конгресса СИМАС 2010 // Двигателестроение. – 2011, № 4. – С. 48-56.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Заблоцький Ю.В., Сагін А.С.

Національний університет «Одеська морська академія», Україна

Вступ. В даний час судноплавні компанії прагнуть зменшити витрати на експлуатацію двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) в першу чергу за рахунок зниження витрат на паливо і збільшення часу експлуатації дизеля. Підвищення моторесурсу деяких вузлів судових ДВЗ суттєво збільшує їх час роботи і зменшує витрати на експлуатацію. У більшості сучасних судових дизелів найменшим моторесурсом володіють деталі паливної апаратури та розподільного валу. Враховуючи той факт, що якість палива, яке використовується на річковому та морському транспорті погіршується, а циліндрова потужність судових ДВЗ постійно зростає, доводиться збільшувати циклову подачу палива, за рахунок пропорціонального збільшення тиску уприскування палива і швидкості руху плунжера паливного насоса високого тиску, що збільшує навантаження на його прецизійні пари та на елементи розподільного валу. Ці фактори визначають актуальність завдань, пов'язаних зі зниженням енергетичних втрат в контактуючих елементах, що забезпечують функціонування паливної апаратури ДВЗ [1].

Актуальність досліджень. Важливість вирішення завдання щодо забезпечення мінімальних допустимих втрат у судових енергетичних установках, насамперед визначається вимогами Додатка VI конвенції МАРПОЛ та резолюції МЕРС.203 (62) від 15.07.2011 про введення нових правил енергетичної ефективності судна. Розвиток судового дизелебудування висуває нові вимоги до палива, мастильних матеріалів і системам, в яких вони експлуатуються. Підвищення агрегатних потужностей судових дизелів, використання наддуву з високим ступенем підвищення тиску, впровадження в судову енергетику двоступеневого наддуву, форсування дизелів по частоті обертання, використання палива погіршеного фракційного складу з підвищеною в'язкістю для всіх типів дизелів, збільшення кратності циркуляції мастильного матеріалу, а також законодавче обмеження небезпечних викидів в довкілля – ось ті умови, в яких необхідно розглядати роботу судової енергетичної установки (СЕУ) і судових ДВЗ з метою найбільш вигідного поєднання вхідних в неї компонентів і досягнення високого техніко-економічного ефекту.

Постановка завдання. Однією з найважливіших проблем, що виникають при експлуатації СЕУ, є підвищення надійності і довговічності ДВЗ, кількість і модельний ряд яких постійно збільшується. Прагнення до збільшення агрегатної і циліндрової потужності судових дизелів призводить до зростання циклової подачі палива, яке забезпечується за рахунок збільшення тиску уприскування палива і швидкості руху плунжера паливного насоса високого тиску. Головною причиною виходу з ладу судових дизелів є не їх поломка, а знос рухливих сполучень та робочих органів під впливом сил тертя. Знос ж призводить до таких небажаних наслідків, як порушення нормального режиму мащення, втрата кінематичної точності механізмів, розгерметизація робочого простору дизелів в результаті чого знижується потужність і ефективність роботи дизеля, збільшується витрата паливно-мастильних матеріалів, збільшується час обслуговування, зменшується час напрацювання на відмову [2].

Результати досліджень. Одним з традиційних методів зниження сил тертя і зношування на сьогодні є використання різних плівкотвірних легуючих компонентів, що вводяться до складу мастильних матеріалів у вигляді присадок. Ці присадки в процесі роботи сполучення утворюють на поверхнях тертя маломіцні адсорбовані шари високомолекулярних речовин, або міцніші хемосорбовані шари зі з'єднань сірки, хлору, фосфору та деяких інших елементів.

Особливу групу займають так звані металоплакуючі присадки, що формують на поверхнях, які труться, плівки м'яких металів, що мають також екранну функцію, але міцнішу.

Одним з напрямів підвищення працездатності вузлів тертя є використання ультра дисперсних порошків м'яких металів і сплавів в мастильних матеріалах. Найбільше поширення отримали порошки міді, мідних сплавів і солей міді, які вводяться в мастильний матеріал. Залежно від режиму, для нормальної роботи сполучення в умовах зовнішнього тертя потрібне різне модифікування поверхні. В умовах легких режимів досить мати адсорбований квазіполімерний молекулярний шар по можливості довгих полярних молекул. Жорсткі режими вимагають наявності міцніших шарів, що мають більший опір зрушенню. Таким чином міцність і тип захисних шарів, а отже, і тип присадки, повинен відповідати режиму експлуатації та навантаження. Ситуація ускладнюється тим, що розподіл висот мікронерівностей поверхонь має складний стохастичний характер, при цьому, в одній парі матимуть місце легко- і важко навантажені мікроконтакти.

Це завдання може бути розв'язане створенням на поверхні багатошарової структури третього тіла, розташувавши шари так, щоб їх міцність зростала при наближенні до основного матеріалу поверхні. При цьому під час можливого руйнуванні верхніх шарів, в роботу вступають нижні шари, що міцніші. Застосування поверхнево-активних присадок, що містять у своєму складі ультрадисперсні порошки м'яких металів і сплавів, широко використовується в різних сферах техніки і енергетики і викликане прагненням отримати ефект беззносного тертя (виборчого перенесення), що супроводжується утворенням на поверхні додаткової плівки. Їх утворення може протікати або в результаті «намазування» часток порошку на поверхню і заповнення нерівностей, або, у разі відсутності на поверхнях оксидних плівок, за рахунок взаємодії за допомогою сил Ван-дер-Ваальса, або утворення металевого зв'язку. Плівка м'якого металу, що утворилася на поверхні, знижує тертя і знос. Проте режим беззносного тертя може бути реалізований в певних умовах, які далеко не завжди дотримуються при роботі вузла тертя. Крім того, ефективна робота присадок, що містять дисперсну фазу у вигляді м'яких металів, обмежується температурними і динамічними навантаженнями на вузли тертя [3].

Для проведення експерименту використовувалися два однотипних середньо-обертових ДВЗ, що працювали у паралельному режимі при однаковому навантаженні та віддавали потужність через загальний редуктор на гвинт, крок якого регулюється. Однакове навантаження на дизелі дозволяло коректно ідентифікувати процеси, що відбуваються у їх вузлах тертя, а також робити обґрунтовані висновки. Технічні умови експлуатації дизелів дозволили зробити заміну роликів штовхальників на усіх циліндрах, що сприяло більшій коректності отриманих результатів. Після проведення необхідного режиму обкатки в мастильну систему розподільного валу одного з дизелів вводилася поверхнево активна присадка. Інший дизель експлуатувався у штатному режимі і був контрольним.

Таблиця 1. Результати експериментів

Контрольований параметр	Час експерименту, години				
	0	380	540	820	1060
Робота в штатному режимі					
Зміна твердості поверхні, відносні одиниці (від. од).	1	0,96	0,95	0,92	0,91
Зміна шорсткості поверхні, від. од.	1	1,021	1,041	1,045	1,054
Зміна ваги ролика, 10^{-3} від. од.	0	1,3	1,45	1,62	2,1
Робота з використанням присадки, що містить поверхнево-активну речовину (перхлорат міді)					
Зміна твердості поверхні, від. од.	1	0,98	0,975	0,97	0,96
Зміна шорсткості поверхні, від. од.	1	1,004	1,008	1,015	1,017
Зміна ваги ролика, 10^{-3} від. од.	0	1,002	1,0025	1,0035	1,004

Через певні проміжки часу (які визначалися умовою експлуатації та можливістю зупинки дизелів) проводився демонтаж роликів штовхальників крайніх циліндрів (що приймають найбільші динамічні навантаження) і визначення таких параметрів як твердість і шорсткість поверхні, а також зміна ваги ролика штовхальника. Результати досліджень приведені в таблиці 1 і узагальнені на рис.1.

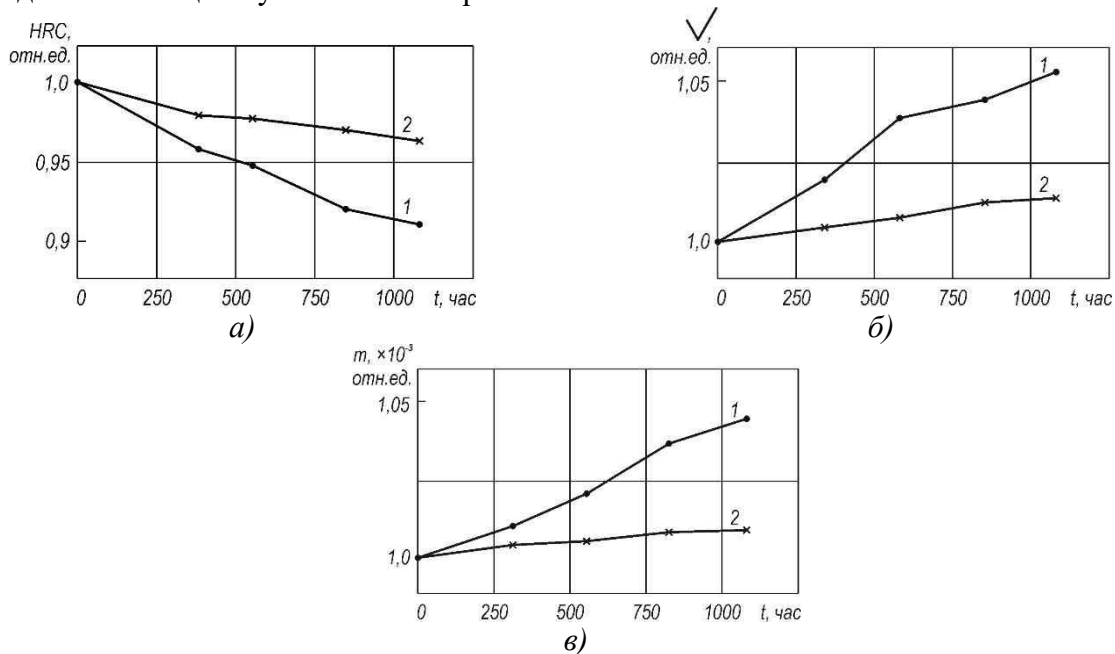


Рисунок 1. Відносні зміни твердості поверхні (а), шорсткості поверхні (б) і маси ролика штовхальника (в) від часу експлуатації: 1 – робота в штатному режимі; 2 – робота з використанням присадки, що містить поверхнево-активну речовину (перхлорат міді)

Висновки. Сучасні середньо-оборотні ДВЗ мають загальну систему змазування, яка повинна забезпечувати якісне мащення елементів руху (підшипники колінчастого валу) та деталі циліндрової групи. Сучасні присадки до моторних мастил як поверхнево-активні речовини можуть містити солі міді, які сприяють посиленню рідкокристалічних властивостей мастильного матеріалу. Використання присадок, що містять мідь, покращує експлуатаційні характеристики ДВЗ, зокрема, знижує навантаження у деталях розподільного валу та сприяє зменшенню зносу контактуючих поверхонь.

ЛІТЕРАТУРА

1. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment. – December 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: [10.17485/ijst/2016/v9i46/107516](https://doi.org/10.17485/ijst/2016/v9i46/107516).

2. Сагін С. В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів / С. В. Сагін // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб., 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 139-149.

3. Сагін С. В. Модифицирование прецизионных поверхностей топливной аппаратуры высокого давления / С. В. Сагін // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : матеріали 10-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 12-13 вересня 2019 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2019. – С. 128-130.

ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВТРАТ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДОВГОХОДОВИХ ДИЗЕЛІВ МОРСЬКИХ СУДЕН

Сагін С.В., Столярик Т.О.

Національний університет «Одеська морська академія», Україна

Вступ. Забезпечення процесу енергоперетворення в двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) для різних типів дизелів має свої особливості. Довгоходові мало-обертові дизелі (МОД) відрізняються від ДВЗ з традиційними співвідношеннями ходу поршня до діаметру циліндра зниженою частотою обертання на номінальній потужності, що забезпечує більш високий індикаторний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна і пропульсивній ККД всієї установки. Висока економічність таких двигунів досягнута і завдяки підвищенню максимального тиску згоряння і поліпшенню індикаторного процесу. Усі ці зміни прямо стосуються формування на поверхні деталей циліндрової групи дизеля мастильної плівки, яка забезпечує мінімальні енергетичні втрати під час процесу перетворення потенційної енергії палива на кінетичну енергію колінчастого вала [1].

Актуальність досліджень. Висока потужність, яка припадає на одиницю робочого об'єму циліндрів сучасних судових МОД, забезпечує велике тепловиділення, значна частка якого сприймається мастильною плівкою. При недостатній термічній і окислювальній стабільності мастила створюються передумови для підвищення зносу циліндрової групи, що збільшує рівень мінімально неминучих втрат енергії.

Циліндрова група судових дизелів відноситься до об'єктів постійного контролю технічного стану. У сучасних умовах експлуатації судових дизелів виконання частих візуальних інспекцій циліндрових втулок не завжди видається можливим. Перш за все, це пов'язано з періодом безперервної роботи головних двигунів морських суден (наприклад, тривалість океанських переходів може досягати 20...30 діб), а також – з великими витратами на їх виконання. Тому для діагностування технічного стану циліндрової групи застосовуються непрямі методи. Найпоширенішим і доступним для умов морського судна є визначення лужного числа і кількості металевих домішок в мастилі, взятому з підпоршневих просторів дизеля. З цією метою використовуються судові лабораторії, такі як Cylinder Scrape-Down Oil Analysis [2].

Постановка завдання. Метою досліджень було розробка рекомендацій щодо оцінки технічного стану циліндрової групи судових мало-обертових дизелів за допомогою судових систем технічного діагностування.

Результати досліджень. Сучасні методи діагностування, аналізують рівень корозії циліндрових втулок судових дизелів, на основі визначення залишкового лужного числа мастила (base number – BN), взятого з підпоршневих просторів. При цьому за величиною BN можливо дати оцінку стану циліндрової групи. Стан корозії циліндрових втулок залежить від рівня незворотних втрат енергії під час поступального руху поршня в трибологічній системі і переділяється на три основні групи:

- 1) $BN=17...45$ – циліндрові втулки експлуатуються в допустимому режимі, при цьому процес перетворення енергії відбувається з мінімальними незворотними втратами;
- 2) $BN=10...16$ – в циліндрі дизеля відбувається інтенсифікація процесу зношування – величина незворотних втрат підвищується;
- 3) BN до 10 – відбувається інтенсивне збільшення зносу циліндрової групи із зростанням незворотних втрат [3, 4].

Рівень незворотних енергетичних втрат, що виникають у трибологічній системі поршень – мастило – втулка в експлуатаційних умовах, регулюється кількістю і

характеристиками моторного мастила, що подається в циліндр дизеля. Основними показниками кількості подачі циліндрового мастила на циліндрові втулки є АСС фактор (Adaptive Cylinder oil Control) і витрата мастила FR (Feed Rate). Величина АСС фактора береться за експериментальними даними, залежно від значень показника PQI (Particle Quantity Index), який визначає кількість металевих частинок і BN в аналізах мастила, взятого з підпоршневого простору. Для суднових МОД АСС=0,2...0,35. Мінімальна витрата циліндрового мастила для дизеля, що використовує паливо з високим вмістом сірки, досягається знаходженням оптимальної величини АСС-фактора. Потужність змінюється для кожного двигуна окремо і залежить від його технічного стану і особливостей системи циліндрового мащення. Значення АСС-фактора є постійним і витрата циліндрового мастила Feed Rate при переході на різні палива залежить тільки від вмісту в ньому сірки [5, 6].

Для технічного стану циліндрової групи дизеля за аналізами мастила, взятого з підпоршневого простору, виконувалися дослідження на двох однотипних суднових дизелях 11S90ME фірми MAN-Diesel&Turbo, які мають такі основні характеристики:

- тип дизеля – двотактний, крейцькопфний;
- номінальна потужність – $N_{\text{ном}}=57970$ кВт;
- номінальна частота обертання – $n_{\text{ном}}=77$ об/хв;
- кількість циліндрів – 11;
- діаметр циліндра – $D=0,8$ м;
- хід поршня – $S=3,72$ м;
- система мащення циліндрової групи – лубрикаторна.

Названі дизелі виконували функції головного двигуна на суднах одного класу і призначення (sister-ship), що виконують морські перевезення контейнерних вантажів однією і тією же транспортною лінією. На момент досліджень дизелі мали однаковий експлуатаційний період роботи, співмірні енергетичні показники і знаходилися в однаковому технічному стані.

Під час проведення експериментальних досліджень дизелі працювали на одному і тому ж сорті палива марки RMK700 з наступними характеристиками:

- густина при 15°C – 990 кг/м³;
- в'язкість при 50°C – 700 сСт;
- температура спалаху – 60°C ;
- вміст сірки – $2,5...2,7$ %.

Мащення циліндрової групи одного з дизелів забезпечувалося моторним мастилом Castrol CL 70, іншого – моторним мастилом Texaco Special HT 70. Обидва сорти мастил рекомендовані заводом-виробником як основні марки під час експлуатації дизелів.

Дослідження з визначення оптимальної подачі циліндрового мастила виконувалися тільки на сталих режимах роботи дизеля. Сталість навантаження на дизель визначалася незмінною частотою обертання колінчастого вала і постійною цикловою подачею палива.

Для кожного циліндра дизеля встановлювалося своє значення подачі циліндрового мастила. Відхилення її величини по циліндрах не перевищувало 5 % від середнього значення. З підпоршневого простору кожного циліндра виконувався відбір проб відпрацьованого мастила з подальшим визначенням у судновій технічній лабораторії значень BN і PQI.

З метою додаткового контролю результатів досліджень, а також у зв'язку з періодичними перевірками стану циліндрової групи з боку судновласника, виконувалася здача проб відпрацьованого мастила для аналізу в незалежну берегову дослідницьку лабораторію. При цьому напруження головного двигуна та циліндрових втулок становила 9450 і 11420 годин роботи. В аналогічному часовому інтервалі роботи аналізувався склад проб мастила і для іншого дизеля, на якому проводилися дослідження. У результаті було отримано співмірні

судновим дослідженням значення, що підтвердило коректність і адекватність запропонованої методики, а також правильність налаштування системи подачі циліндрового мастила.

Результати досліджень в береговій лабораторії узагальнені у вигляді рис. 1, що відображають значення основних характеристик відпрацьованого мастила.

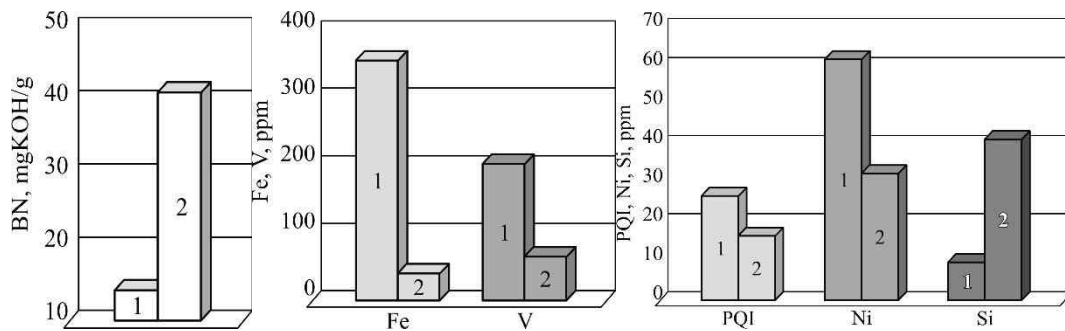


Рисунок 1. Значення BN (Base Number), Fe (Iron), V (Vanadium), PQI (Particle Quantity Index), Ni (Nickel), Si (Silicon) у пробах мастила, взятого з підпоршневого простору суднового дизеля 11S90ME фірми MAN-Diesel&Turbo: 1 – під час використання мастила Техасо Special HT 70; 2 – під час використання мастила MM Castrol CL 70

Висновки. Кількість механічних домішок, що надходять від деталей циліндрової групи у відпрацьоване мастило, є непрямою характеристикою мінімально неминучих незворотних втрат енергії під час експлуатації ДВЗ. Що більше механічних домішок знаходиться у відпрацьованому мастилі, то більше незворотні втрати енергії на забезпечення поступального руху деталей кривошипного механізму дизеля.

Отримані результати берегової лабораторії, в контрольних датах, показали збільшення BN, зменшення PQI і Fe в аналізах мастила, що взяти з підпоршневого простору, підтвердивши правильність регулювання подачі мастила в суднових умовах. Зміни в значеннях Ni, Si, V характеризують погіршення якості використовуваного палива.

ЛІТЕРАТУРА

1. Sagin S. V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specification / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol.13. – Iss. 5. – P. 618-627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627.
2. Sagin S. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol.13. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.
3. Поповский А. Ю. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств / А. Ю. Поповский, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. – 2016. – Вып. 22. – С. 66-74.
4. Сагин С. В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей / С. В. Сагин // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту, 2019. – Вип. 1(58). – С. 89-100.
5. Sagin S. V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils / S. V. Sagin // 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.
6. Сагин С. В. Обеспечение минимально неизбежных потерь энергии при поступательном движении в узлах трения судовых двигателей внутреннего сгорания / С. В. Сагин // Universum : Технические науки : электрон. научн. журн. – 2020. – № 4(73). URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/9289>.

PHISHING SOCIAL ENGINEERING ATTACKS

Domanska H., Yehorov O., Kulyk V.

Dnipro National University of Railway Transport named after academician V. Lazaryan, Ukraine

Phishing is a type of social engineering attack that poses a major security risk nowadays because of targeting on the most assailable member - human inattention.

Phishing (or fishing) is often used to steal user data, including login credentials and credit card numbers. It occurs when an attacker, masquerading as a trusted entity, dupes a victim into opening an email, instant message, or text message. The recipient is then tricked into clicking a malicious link, which can lead to the installation of malware, the freezing of the system as part of a ransomware attack or the revealing of sensitive information.

Phishing can be divided into several following types:

- Algorithm-Based Phishing (first concept of phishing attack that appeared in 1990s)
- Email Phishing (2000s)
- Domain Spoofing (2003)
- Phishing via HTTPS (recent, 2018)

Based on the phishing channel, the types of phishing attacks can be classified into the following categories:

- Vishing (refers to phishing done over phone calls)
- Smishing (SMS phishing or SMiShing is one of the easiest types of phishing attacks)
- Search Engine Phishing (refers to the creation of a fake webpage for targeting specific keywords and waiting for the searcher to land on the fake webpage)
- Spear Phishing (characterised by targeting attack on a particular user, but not millions of unknown users such as other types of phishing)
- Whaling (refers to spear phishing attacks directed specifically at senior executives and other high-profile targets. In these cases, the content will be crafted to target an upper manager and the person's role in the company).

The best way to protect an organization from phishing attacks is to educate users. Training should cover all employees. Often these attacks target high-level executives. Practical exercises with situation modeling are key elements for evaluating the actions of employees during training phishing attacks.

As a tool for educating next frameworks can be used:

- GoPhish (open-source Phishing Framework from Google company)
- Imperva (provides complete cyber security for corporations)
- many toolkits for personal use: Infosec IQ, King Phisher, sptoolkit, Phishing Frenzy,
- LUCI, SpearPhisher BETA, etc.

Cybersecurity is only as strong as its weakest link. Since computers and other Internet-connected devices have become an essential part of our lives, they no longer seem new or different. People have become very casual in their use of these devices and rarely think about network security. The weakest link in cybersecurity can be the personnel within an organization, with social engineering as a major security threat. Because of this, one of the most effective security measures that an organization can take is to train its personnel and create a “security-aware culture”.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ КОЛЕСА ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ ПРИ ВОЗНИКНОВЕНИИ ЭФФЕКТА ЗОММЕРФЕЛЬДА–КОНОНЕНКО

Подригало М.А., Подригало Н.М., Сериков Г.С., Серикова И.А.
Харьковский национальный автомобильно–дорожный университет, Украина

Введение. Появление электромобилей дало возможность осуществления привода на каждое колесо. Применение электромотор колёс является рациональным техническим решением, однако влечёт за собой увеличение неподрессоренной массы машины и, как следствие того, ухудшение плавности её хода. Компромиссом является техническое решение, при котором электродвигатель установлен на поддрессоренной массе и через карданный шарнир (или шарнир равных угловых скоростей) приводит во вращение колесо. Однако при этом возникает эффект, исследованный Арнольдом Зоммерфельдом и Кононенко В.О. Эффект, проявляется в возникновении колебаний угловой скорости колеса за счёт дисбаланса колеса. В настоящей системе проведено теоретическое и исследование динамики колеса электромобиля при возникновении эффекта Зоммерфельда–Кононенко.

Актуальность исследований. Применение электромотор колёс увеличивает неподрессоренные массы и ухудшает плавность хода электромобилей. Стремление уменьшить неподрессоренные массы приводит к тому, что электродвигатели устанавливаются на поддрессоренную массу машины и связываются с ведущими колёсами через карданный шарнир равных угловых скоростей. В этом случае возникает эффект Зоммерфельда–Кононенко.

Анализ последних достижений и публикаций. Влиянию дисбаланса колёс и колебаний неподрессоренных масс автомобиля на дополнительные затраты энергии двигателя посвящены работы [1–4]. Определено что колебания колёс в вертикальной и горизонтальной плоскостях влечёт за собой значительные потери энергии двигателя. Это приводит к ухудшению динамических свойств автомобиля. Однако в ухудшении работы не рассмотрено влияние неравномерностей вращения ведущих колёс на появление дополнительных затрат энергии при поступательном движении автомобиля. Эти вопросы исследованы в работе [5]. Появление гибридных автомобилей позволяет уменьшить амплитуды колебаний крутящего момента и тяговой силы автомобиля, а появление электромобилей – свести их к нулю [6]. Эффект Зоммерфельда–Кононенко на примере эксцентрикового вибратора рассмотрены в работе [7].

В результате проведённого авторами исследования [7] получено условие обеспечения устойчивости вращения ротора электродвигателя:

Для решения задачи определения закона вращения ротора электродвигателя в работе [7], соответствует динамической модели, представленной на рис. 2, а не модели эксцентрикового вибратора (рис. 1). Также не учитываются колебания угловой скорости вала с шарниром Гука при отклонении оси вала от горизонтальные положения.

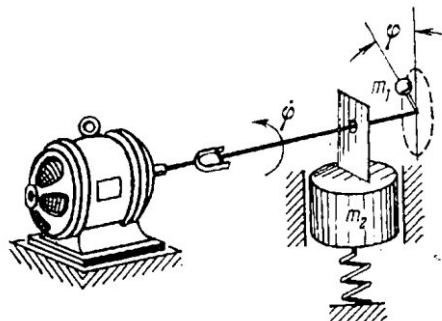


Рисунок 1. Схема колебательной электромеханической системы [7]

Предлагается для определения закона вращения ротора электродвигателя и колеса применить энергетический подход с использованием модели сложного движения [5].

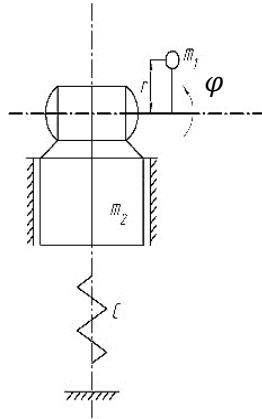


Рисунок 2. Динамическая модель, фактически рассмотрена в работе [7]

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является оценка влияния эффекта Зоммерфельда–Коконенко на энергические показатели и устойчивость процесса передачи вращения от электродвигателя к ведущему колесу автомобиля.

Для достижения поставленной цели необходимо определить закон движения ротора электродвигателя и колеса автомобиля использованием энергетического подхода и модели сложного движения.

Определение закона движения колеса. Рассмотрим вариант решения задачи с использованием модели сложного движения. Поскольку на автомобилях используются шарниры равных угловых скоростей (ШРУСы), то будем считать, что угловая скорость колеса равна угловой скорости ротора электродвигателя при любом вертикальном перемещении колеса.

При наличии дисбаланса момент инерции вала привода колеса:

$$j_1 = j_0 + m_1 r^2, \quad (1)$$

где j_0 – момент инерции ротора двигателя.

Энергия относительного движения – это энергия, затрачиваемая на колебания массы $m = m_1 + m_2$. Будем считать, что сопротивление вращению ротора в электродвигателе отсутствует (это допущение было принято в работе [7]).

Изменение кинетической энергии за один цикл колебаний угловой скорости:

$$\Delta W_{\text{к}} = (W_{\text{кин}})_{\text{max}} - (W_{\text{кин}})_{\text{min}}. \quad (2)$$

$$\Delta W_{\text{к}} = \frac{j_1 \omega_0^2}{2} - \frac{\frac{m_1^2}{m^2} \cdot r^2}{\frac{k^2}{\omega_0^2} - 1 + \frac{4n^2}{\omega_0^2 \cdot \left(\frac{k^2}{\omega_0^2} - 1 \right)}} \quad (3)$$

Потери кинетической энергии за время t :

$$\Delta W_T = \frac{j_1 \omega_0^3}{4\pi \cdot r_k} \cdot t - \frac{\frac{m_1^2}{m^2} \cdot r^2}{\frac{k^2}{\omega_0^2} - 1 + \frac{4n^2}{\omega_0^2 \cdot \left(\frac{k^2}{\omega_0^2} - 1\right)}}, \quad (4)$$

где n - число циклов колебаний угловой скорости за время t ,

T – период колебаний угловой скорости,

При установившемся движении зависимость дополнительных потерь энергии, вызванных дисбалансом колеса, от пробега автомобиля и дисбаланса колеса определяется выражением (5)

$$\Delta W_S = \frac{j_1 \omega_0^2}{2\pi \cdot r_k} \cdot S - \frac{\frac{m_1^2}{m^2} \cdot r^2}{\frac{k^2}{\omega_0^2} - 1 + \frac{4n^2}{\omega_0^2 \cdot \left(\frac{k^2}{\omega_0^2} - 1\right)}}, \quad (5)$$

Выводы:

- определен закон вращения колеса электромобиля в соответствии с динамической моделью с учетом колебания угловой скорости вала с шарниром Гука при отклонении оси вала об горизонтальные положения;
- предложен энергетический подход с использованием модели сложного движения для определения закона вращения ротора электродвигателя и колеса;
- найдена аналитическая зависимость дополнительных потерь энергии, вызванных дисбалансом колеса, от пробега автомобиля и дисбаланса колеса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Работа автомобильной шины / [Кнороз В.И., Кленников Е.В., И.П. Петров и др.]; под.ред. В.И. Кнороза - М.: Транспорт, 1976. — 238 с.
2. Мазин А.С. Влияние колебаний направляющих колёс автомобиля в горизонтальной плоскости на затраты энергии двигателя. Збірник наукових праць національної академії Національної гвардії України. 2015. Вип.1(25). с.21-25.
3. Мазин А.С. Подригало М.А. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колёс автомобиля на затраты энергии двигателя. Збірник наукових праць національної академії Національної гвардії України. 2015. Вип.2(26). с.10-14.
4. Влияние колебаний неподрессоренных масс автомобиля на дополнительные затраты энергии двигателя / Подригало М.А., Гацько В.И., Мазин А.С. Вісник ХНАДУ. Збірник наукових праць. 2016. Вип.75. с.158-164.
5. Абрамов Д.В. Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів: дис.доктора техн. наук:05.22.02 / Абрамов Дмитрій Володимирович. 2018.-282с.
6. Кайдалов Р.О. Наукові основи створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою: дис.доктора техн. наук:05.22.02 / Кайдалов Руслан Олегович. 2018.-287с.
7. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем: современные концепции, парадоксы и ошибки. -4-е изд., перероб. - М.: Наука, 1987. — 352 с.

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ГРЕБНИХ ГВИНТІВ ЯК ОДИН ІЗ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДЕН

¹Король Ю.М., ²Корнелюк О.М.

¹Національний університет кораблебудування імені адм. Макарова, Україна

²Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Енергоефективність судна характеризує енергетичні можливості технічного засобу при найменших витратах ресурсів для вироблення енергії. Для підвищення енергоефективності суден сьогодні необхідно використовувати як заходи експлуатаційного характеру, так і заходи технічного характеру.

В рамках проведеного огляду літератури та виходячи з власного досвіду, були проаналізовані та викладені у формі схеми ті ключові напрямки, яким слід приділяти увагу під час проектування або модернізації суден. Як результат – підвищення енергоефективності судна. Схема представлена нижче на рисунку 1.



Рисунок 1. Актуальні напрямки підвищення енергоефективності суден

Таким чином, щоб будувати сучасні конкурентоспроможні судна на високому рівні, необхідно приділяти достатню увагу питанням підвищення ефективності експлуатації ГД та роботи РРК у складі пропульсивного комплексу судна.

Актуальність досліджень. Пропульсивний комплекс судна (ПКС) представлений на рисунку 2. Працює він як єдине ціле, але слід враховувати, що на його роботу під час

експлуатації судна впливають зовнішні фактори. Тому особливо важливо на стадії проектування вибирати елементи пропульсивного комплексу з позиції найбільш ефективної їх сумісної роботи за корпусом судна.

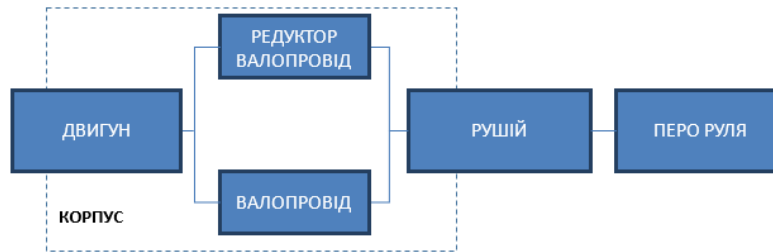


Рисунок 2. Складові пропульсивного комплексу судна (ПКС)

Залежність елементів ПКС один від одного можна визначити за ходовими характеристиками - паспортними діаграмами, які дають графічну залежність потужності, тяги і числа оборотів від швидкості ходу судна. Ходові характеристики пов'язують між собою зовнішню характеристику двигуна, криві дії гребного гвинта і опір води руху судна для різних осадок. За діаграмою ходових характеристик також вирішують задачу про відповідність гребного гвинта обраній марці головного двигуна та корпусу судна.

Параметри, що визначають ефективність пропульсивного комплексу - швидкість ходу судна, потужність головних двигунів, частота обертання гребних гвинтів, витрата палива і ін. Від цих параметрів залежать найважливіші показники комерційної та технічної експлуатації суден морського флоту.

Постановка задачі. Основні цілі забезпечення якісної експлуатації пропульсивного комплексу судна: підвищення швидкості ходу суден без додаткових витрат, зниження потужності для досягнення заданої швидкості, істотне скорочення витрат на паливо і його підготовку. На прикладі пропульсивного комплексу судна ATLANTIC HARMONY дослідити вплив форми профілю лопаті гребного гвинта на його ефективність.

Результати досліджень. Порівнювались два гвинта з однаковими геометричними характеристиками, але різними профілями лопатей (рисунок 3).

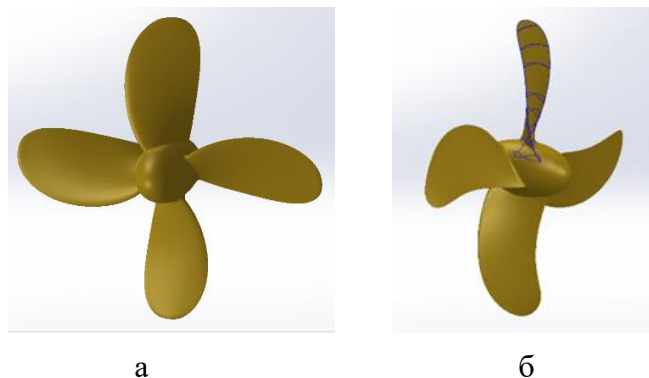


Рисунок 3. 3-D моделі гребних гвинтів, побудованих у SolidWorks

Гідродинамічні характеристики гвинта серії В були розраховані в інженерному програмному комплексі FreeShip+. Гідродинамічні характеристики гребного гвинта серії К були отримані у результаті розрахунку його в CFD Flow Simulation. У процесі розрахунку фіксується частота обертання $n = 120$ об/хв, а швидкість на вході варіюється таким чином, щоб охопити повністю діапазон відносної ходи $J = \frac{v}{nD}$. Результати розрахунків представлені на

рисунку 4. Незважно бачити, що гвинт серії К (більш саблевидний), має більший ККД і, що суттєво для подальшого, середнє значення відношень

$$\frac{K_{TK}}{K_{TB}} = 1.091, \text{ а } \frac{K_{QK}}{K_{QB}} = 1.000. \quad (1)$$

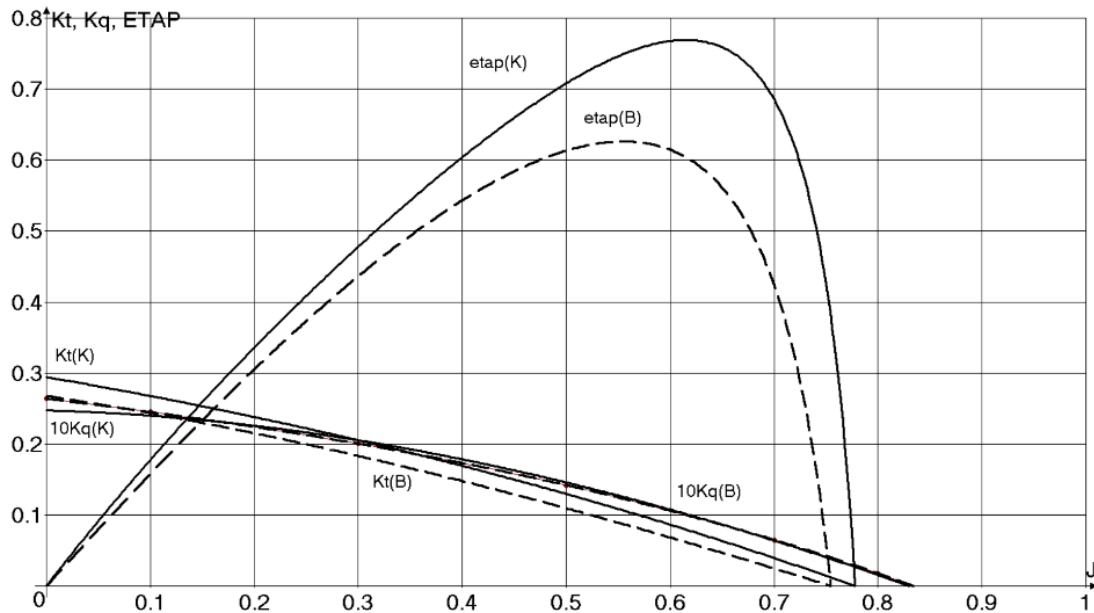
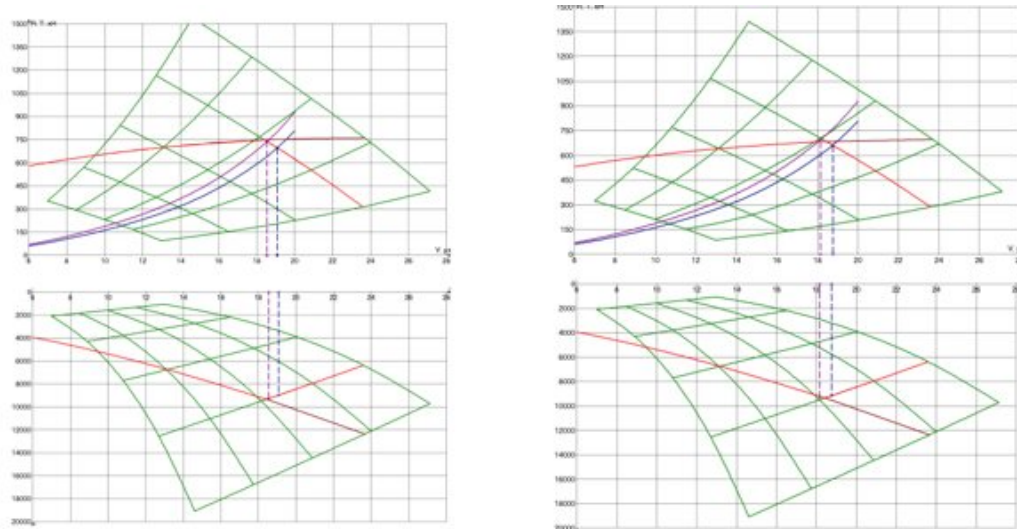


Рисунок 4. Гідродинамічні характеристики гребних гвинтів серії В і серії К



а

б

Рисунок 5. Паспортні діаграми (а – гвинт серії К; б – гвинт серії В)

Висновки. Розрахунок ходовості є невід’ємним під час проектування суден, оскільки дає можливість прийняти рішення щодо коректного співвідношення характеристик двигуна та гребного гвинта. На прикладі балкеру в результаті оптимізації роботи пропульсивного комплексу судна за рахунок рушія отримані результати для чотирьохлопастного гребного гвинта, представлені в таблиці 1.

Таблиця 1. Порівняльна таблиця результатів оптимізації

	Швидкість судна в умовах експлуатації, вуз	Потужність двигуна в умовах експлуатації, кВт	Швидкість судна в умовах випробувань, вуз	Потужність двигуна в умовах випробувань, кВт
Серія В	18,15	9350	18,75	9170
Серія К (НСУ-148)	18,55	9267	19,08	8980

Таким чином:

1) Доведено, що форма профілю лопаті гребного гвинта впливає на ефективність роботи РРК.

2) Вдалося досягти збільшення ККД гребного гвинта у межах реальних значень відносної ходи.

3) За рахунок вдосконалення форми лопаті при однакових загальних геометричних характеристиках рушія було досягнуто збільшення швидкості судна на 0,5вуз, що позитивно впливає, в свою чергу, на зменшення викидів шкідливих речовин в умовах експлуатації, економію палива. Крім того, двигун при цьому залишається недовантаженим. Тобто є можливість вибирати менш потужний двигун. Перевага гвинта НСУ-148 (серія К) очевидна.

4) Необхідність в гідродинамічному вдосконаленні елементів РРК доказана. Отже, актуальною є заміна фізичного експерименту менш дорогим, більш швидким і інформативним CFD моделюванням.

ЛІТЕРАТУРА

1. Новый метод проектирования высокоэффективных гребных винтов [Электронный ресурс] / Ю. М. Король, О. Н. Корнелюк // Инновации в судостроении и океанотехнике: материалы V междунар. науч.-техн. конф. – Николаев, 2014. – Режим доступа: http://portal.fke.utm.my/libraryfke/files/541_sazilabhintisalleh2010.pdf.

2. План управления энергетической эффективностью судна (ПУЭЭС) // Mode of access: <https://ibicon.ru/plan-upravleniya-energeticheskoy-effektivnostyu-sudna-puees>.

3. Корнелюк, О. Н. Выбор оптимальных расчётных параметров при моделировании работы гребного винта в свободной воде в среде Flow Vision [Текст] / О. Н. Корнелюк // Зб. наук. праць НУК. — Миколаїв : НУК, 2014. — № 5. — С. 17–21.

4. Слижевский Н.Б., Король Ю.М., Проскученко Ю.М. Расчет ходкости судна: Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1980.

5. Алямовский, А. А. Solid Works: компьютерное моделирование в инженерной практике [Текст] / А. А. Алямовский. — СПб : БХВ-Петербург, 2005. — 795 с.

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ РЕГУЛЮВАННЯ ПАЛИВО ПОДАЧІ В СУДНОВИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛЯХ

Горлачов О.О.

Національний університет «Одеська морська академія», Україна

Вступ. Малообертові дизелі (МОД), що встановлюються на морських судах різного призначення, виконують функції головних двигунів та відносяться до одного з найпоширенішого класів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Функціонування ДВЗ неможливо без використання рідкого палива, подача якого в циліндр дизеля виконується з суворим підтриманням моменту та тиску його впорскування, а також в'язкості та щільності потоку [1].

Актуальність досліджень. Однією з найважливіших проблем, що виникають при експлуатації суднових енергетичних установок (СЕУ), є підвищення надійності і довговічності ДВЗ, кількість і модельний ряд яких постійно збільшується. Паливні насоси високого тиску (ПНВТ) є одним з елементів, що забезпечують роботу ДВЗ, і застосовуються як на морських дизелях, так і на дизелях, що використовуються в стаціонарній енергетиці. Стан ПНВТ і форсунок є одним із критеріїв, що визначають тривалу експлуатацію ДВЗ без суттєвих змін показників робочого процесу і якісну подачу палива. Погіршення стану прецизійних пар плунжер-втулка, голка-розпилювач призводить до погіршення процесу стиснення і уприскування палива. Енергетичні непродуктивні витрати, що пов'язані з роботою кінематичних пар, в механічному обладнанні складають основну частину витрат енергії теплових машин, тому розробка методів їх зниження є досить актуальним завданням [2].

Постановка завдання. З огляду на викладене, метою дослідження було визначення методу, що забезпечує підтримання експлуатаційних характеристик паливної апаратури високого тиску і забезпечує необхідні параметри подачі палива.

Результати досліджень. Одним з традиційних методів зниження сил тертя і зношування в прецизійних парах ПНВТ на сьогоднішній день є використання різних легуючих компонентів, що вводяться до складу палива у вигляді присадок та утворюють на металевій поверхні тонку плівку. Ці присадки в процесі роботи сполучення утворюють на поверхнях тертя маломіцні адсорбовані шари високомолекулярних речовин, або більш міцні шари сполук сірки, хлору, фосфору і ряду інших елементів. І в тому і в іншому випадку забезпечується підвищення гідродинамічного опору і зниження контактних навантажень [3].

У пропонованому дослідженні використовувався метод епіламування контактних поверхонь. Епілами представляють собою багатокомпонентні системи, що включають фторорганічні поверхнево-активні речовини в різних розчинниках. Механіка взаємодії епіламів з поверхнею твердого тіла виглядає наступним чином: при епіламуванні формується шар орієнтованих молекул, що утворюється на поверхні твердого тіла. Нами для проведення експерименту були використані наступні епілами Polisam-05, Polisam-20МСК, Akwaline, що мають максимальну температуру експлуатації 450°C і допускає короткочасну експлуатацію до температури 700°C [4].

Експерименти в умовах морського судна виконувалися на шести циліндровому середньо-обертovому дизелі 6S42МС фірми MAN-Diesel&Turbo. Епіламуванню підлягали три плунжерних пари ПНВТ (з шести), а три інші плунжерних пари експлуатувалися в штатному режимі. Технологія нанесення епіламу на поверхні плунжера ПНВТ полягала в наступному. Спочатку поверхні візуально обстежувалися і в разі необхідності очищалися від сторонніх домішок. Далі проводилося їх знежирення в озону безпечному хладону 116 (C₂F₆) шляхом об'ємного занурення з подальшим висушуванням. Після цього при температурі навколишнього

середовища проводилося безпосередньо епіламування шляхом занурення плунжерів в епілам. З інтервалом 2 хвилини зразки витягали з розчину і після 20-ти хвилинної сушки на повітрі на еліпсометричній установці (що дозволяє за допомогою аналізу кутів відбиття світла від чистої поверхні і від поверхні з нанесеним покриттям визначити товщину шару епіламу) вимірювалася товщина утвореної органічної плівки [5]. Результати цих вимірювань наведені на рис.1.

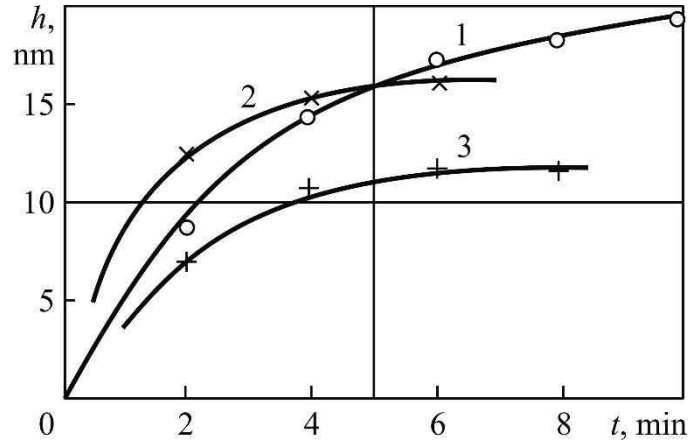


Рисунок 1. Залежність товщини органічної плівки від часу витримки в різних епіламах: 1 – Polisam-20MCK; 2 – Akwaline; 3 – Polisam-05

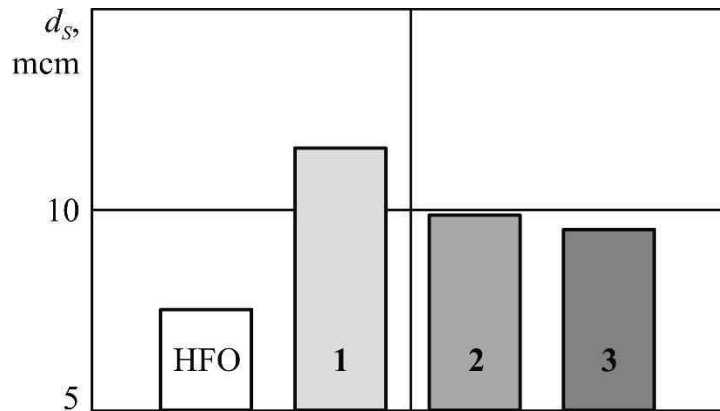


Рисунок 2. Зміна товщини граничного шару палива при епіламуванні поверхні ПНВТ насоса: HFO – відсутність покриття (безпосередня товщина граничного шару палива); 1 – Polisam-20MCK; 2 – Akwaline; 3 – Polisam-05

Як видно з рис. 1, після 6...10 хв витримки в розчині товщина адсорбційної органічної плівки на підкладці стабілізується і для різних зразків становить $h=12...20$ нм.

Епіламування поверхонь сприяє утворенню на них більш міцних граничних мастильних шарів палива, що характеризуються як підвищеним ступенем впорядкованості молекул, так і товщиною. Це факт був підтверджений способом вимірювання оптичної анізотропії граничних шарів, а його результати наведені на рис. 2. При цьому під позначенням HFO мається на увазі безпосередня товщина граничного шару палива, що утворюється на поверхні плунжера ПНВТ, а під цифрами 1, 2, 3 – товщина граничного шару палива, що утворюється на тій же поверхні при її покритті шаром епіламу [6].

Подальші дослідження розглянутого способу управління процесами тертя за рахунок орієнтації молекул в мастильних шарах палива полягали у визначенні зносу поверхонь плунжерів як таких, що підлягали епіламуванню, так і таких, що знаходяться в звичайному стані.

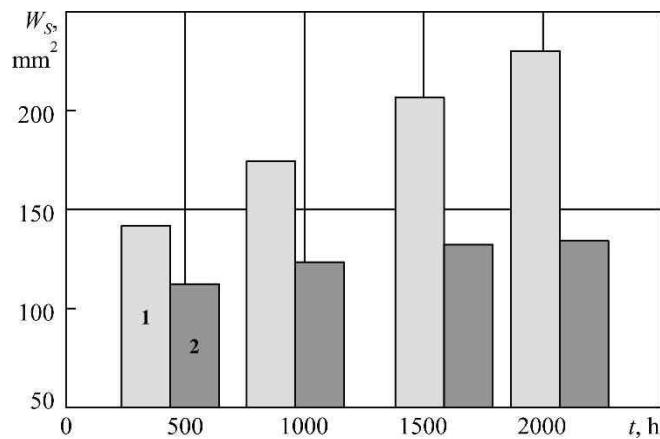


Рисунок 3. Залежність зносу W_s плунжерів паливного насоса від часу роботи t суднового дизеля 6S42MC фірми MAN-Diesel&Turbo: 1 – плунжера без використання епіламу; 2 – плунжера з нанесеним на їх поверхню шаром епіламу

Висновки. Результати досліджень, які наведені на рис.3, свідчать, що реалізація в граничних шарах палива орієнтованої структури молекул і управління його товщиною за рахунок додаткового епіламування прецизійних поверхонь дозволяє в значній мірі знизити зношування плунжерних пар паливних насосів високого тиску, підвищивши, таким чином, надійність і довговічність роботи даного вузла дизеля та забезпечити якість подачі палива. Зменшення зносу прецизійної пари тертя плунжер-втулка ПНВТ також свідчить про зниження енергетичних витрат на забезпечення роботи цих елементів і підтверджує ефективність застосування методу їх епіламування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Sagin S. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol.13. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.
2. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment. – December 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: [10.17485/ijst/2016/v9i46/107516](https://doi.org/10.17485/ijst/2016/v9i46/107516).
3. Sagin S. V. Estimation of Operational Properties of Lubricant Coolant Liquids by Optical Methods / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – Vol. 12. – Num. 19. – P. 8380-8391. Research India Publication (Index Scopus)
4. Заблоцкий Ю. В. Использование химической обработки топлива с целью улучшения экономических и теплотехнических показателей работы судового дизеля / Ю.В. Заблоцкий // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування: матеріали 10-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 12-13 вересня 2019 р. – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2019. – С. 102-104.
5. Сагин С. В. Модифицирование прецизионных поверхностей топливной аппаратуры высокого давления / С. В. Сагин // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : матеріали 10-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 12-13 вересня 2019 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2019. – С. 128-130.
6. Zablotsky Yu. V. Use of organic coatings to increase the reliability of fuel injection equipment work for marine diesel engines / Yu. V. Zablotsky // European Science and Technology : material of the XVI international research and practice conference, Munich, March 14th – 15th, 2017 2017 / publishing office Vela Verlag Waldkraiburg – Munich – Germany 2017. – P. 104-112.

ПОРІВНЯЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА НАДІЙНОСТІ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ АВТОМОБІЛІВ-ТЯГАЧІВ

Кравченко О.П., Левківський О.А.

Державний університет «Житомирська політехніка», Україна

Значна частина тягачів українських автотранспортних підприємств складають автомобілі європейського виробництва провідних світових фірм, таких як Mercedes-Benz та Volvo. Це потужні виробники, які зарекомендовані у всьому світі як поставщики надійної, економічної та безпечної техніки. Однак, як показує практика, і у таких виробників мають місце відхилення від рекламних показників. Йдеться річ про автомобілі-тягачі моделей Mercedes-Benz Actros 1844 LS та Volvo FH 1242, які обстежувались на протязі значного часу. Середній пробіг для автомобілів Mercedes-Benz складав більше 700 тис. км (160 одиниць), автомобілів Volvo – біля 900 тис. км (100 одиниць).

В результаті аналізу спостережень і обробки статистичних даних отримані показники надійності: середня кількість відмов на один автомобіль для автомобілів Volvo склало 13,29, для автомобілів Mercedes-Benz - 33,11; середній пробіг до першої відмови у автомобілів Volvo - 141750 км, у автомобілів Mercedes-Benz - 171881 км. Поелементний аналіз показав, що частка відмов систем ДВЗ у автомобілів-тягачів Volvo становить 36,4%, у автомобілів Mercedes-Benz Actros - 10,15% від загальної кількості порушень працездатності.

Результати аналізу дозволили виявити найбільш характерні відмови для кожної з марок автомобілів. Встановлено, що в залежності від пробігу поява порушень працездатності елементів систем ДВЗ підкоряються нормальному, логарифмічно-нормальному і рівномірному законам розподілу. Отримано основні статистичні характеристики законів розподілу.

В умовах експлуатації автомобілів отримана інформація була використана для визначення обсягу запасних частин для усунення відмов і планування необхідної номенклатури їх кількості. Встановлено, що витрати на забезпечення рухомого складу запасними частинами можуть досягати 30% від усіх витрат підприємства. Незважаючи на те, що автомобілі різних виробників, питомі витрати на один автомобіль в середньому відрізняються незначно. Однак за структурою витрати мають значну відмінність. Для автомобілів Volvo витрати на відновлення працездатності двигуна склали 72%, для автомобілів Mercedes-Benz - 36,4%.

Аналіз часу доставки запасних частин показав, що 61% деталей Volvo і 66% деталей Mercedes-Benz доставляються протягом одного дня. Час заміни більшості деталей займає до однієї години. Для автомобілів Volvo - це майже 90% всіх замін, а для автомобілів Mercedes-Benz - менше 61%. Таким чином, можна зробити висновок, що 90% всіх замін можна робити протягом до 3-х годин при наявності деталі в ремонтному фонді підприємства. Для коригування та оптимізації складу запасних частин розглянуто співвідношення деталей по часу доставки з урахуванням часу.

Висновок. Аналіз статистичних характеристик законів розподілу порушень працездатності ДВЗ дозволив глибше пізнати природу відмов, їх фізичну сутність, зробити стратегію їх попередження. Проведений аналіз дає підстави стверджувати, що в даних умовах мінімізація складу запасних частин призводить до збільшення простою автомобілів в очікуванні необхідної деталі. Незважаючи на те, що велика частина запасних частин доставляється протягом доби, час, необхідний на виконання ремонту набагато менше часу доставки деталі. Тому необхідна оптимізація складу запасних частин з урахуванням отриманої інформації.

МОДЕЛЮВАННЯ ГВИНТОВИХ І РЕГУЛЯТОРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИК СУДНОВОГО ГОЛОВНОГО СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДВИГУНА НА ТРЕНАЖЕРІ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ WÄRTSILÄ ERS 5000 TechSim

Богдан Ю.О., Сатулов А.І., Манжелей В.С., Худяков І.В.
Херсонська державна морська академія, Україна

Двигуни внутрішнього згоряння у складі пропульсивного комплексу судна при експлуатації у багатьох випадках сприймають значні навантаження, що подекуди перевищують обмеження визначені виробником. З практичного досвіду відомо, що оптимальний рівень технічної експлуатації суднової дизельної пропульсивної установки може бути досягнутий тільки при умові дотримання допустимих потужностей та швидкостей ходу, обмеження перенавантажень головного двигуна (ГД) на усіх його режимах роботи, що призводять до його теплового і механічного перенавантаження, зниженню ресурсу та надійності. Тому в практиці з технічної експлуатації сучасних суднових дизельних установок питання завдання, утримання і оптимізації робочих режимів повинні враховуватись активним удосконаленням процесу підготовки фахівців морського і річкового флоту.

Ефективним засобом у процесі підготовки компетентних фахівців з вищезазначених питань являється моделювання характеристик дизелів на тренажері машинного відділення Wärtsilä ERS 5000 TechSim [1, 2]. Таким чином навчання здобувачів вищої освіти та покращення обізнаності фахівців судномеханіків у плані моделювання і аналізу характеристик двигуна поглиблюють знання та навички з практичної оцінки властивостей двигуна у складі пропульсивного комплексу.

В доповіді приводиться методика моделювання гвинтових і регуляторної характеристик суднового головного середньообертowego двигуна на тренажері машинного відділення Wärtsilä ERS 5000 TechSim. За прототип узято модель судна – пором типу Ro-Pax з двомашинною двовальною дизельною енергетичною установкою з редукторною механічною передачею потужності на гвинти регульованого кроку (ГРК) [3]. Подібні пропульсивні установки окрім поромів також широко застосовуються на контейнеровозах (типу Feeder) малотоннажних суднах багатоцільового призначення, суднах рибпромислового флоту та ін. В склад пропульсивної установки моделі Ro-Pax Ferry входять два восьми циліндрових, рядних, чотиритактних, простої дії, середньообертowych, тронкових, з двоступеневим турбонадувом, нереверсивних ГД MAN B&W 8L32/40 з максимальною тривалою потужністю (MCR) 2×4000 кВт (при $n = 750$ хв⁻¹), два редуктори з передаточним числом 4,28:1 та два ГРК діаметром 4,0 м.

На відміну від пропульсивного комплексу з ГФК [2], пропульсивний комплекс з ГРК має суттєву перевагу в тому що зміна кроку гвинта при будь-якій зміні зовнішніх умов, що впливають на величину опору руху судна, дозволяє узгодити роботу двигуна з гвинтом, тобто повністю використовувати допустиму потужність двигуна при заданій частоті обертання [4]. Застосування ГРК у складі пропульсивного комплексу дозволяє: застосовувати на суднах нереверсивні двигуни, здійснювати реверс без зміни напрямку обертання колінчатого валу двигуна, покращити маневрені якості судна (регулювання швидкістю судна і навіть його зупинка при номінальних потужностях і частоті обертання колінчатого валу двигуна), використовувати частину потужності ГД на спеціальні і допоміжні потреби. До основних недоліків застосування ГРК у складі пропульсивного комплексу можна віднести складність конструкції і більш низьким пропульсивними показниками на основному режимі.

Вибір оптимального режиму пропульсивного комплексу з ГД та ГРК згідно [5] полягає у наступному: частота обертання колінчатого валу і крок гвинта повинні виключати перенавантаження двигуна, забезпечуючи найбільший ККД; найбільша швидкість судна має бути у відповідності з найменшою ефективною питомою витратою палива шляхом регулювання частоти обертання і кроку гвинта. Найбільш економічний режим роботи дизельної енергетичної установки отримується за рахунок програмного управління від рукоятки телеграфу (з містка або центрального посту управління) через систему дистанційного керування одночасно на регулятор обертів двигуна і на механізм зміни кроку ГРК (комбінаторний режим).

На рисунку 1а наведені гвинтові, обмежувальні і регуляторна характеристики ГД, що працює на ГРК. Зона можливих в експлуатації режимів роботи двигуна обмежена знизу характеристикою нульового кроку гвинта, зверху – комбінаторною характеристикою, ліворуч – точкою режиму мінімально допустимих обертів і праворуч – регуляторною характеристикою.

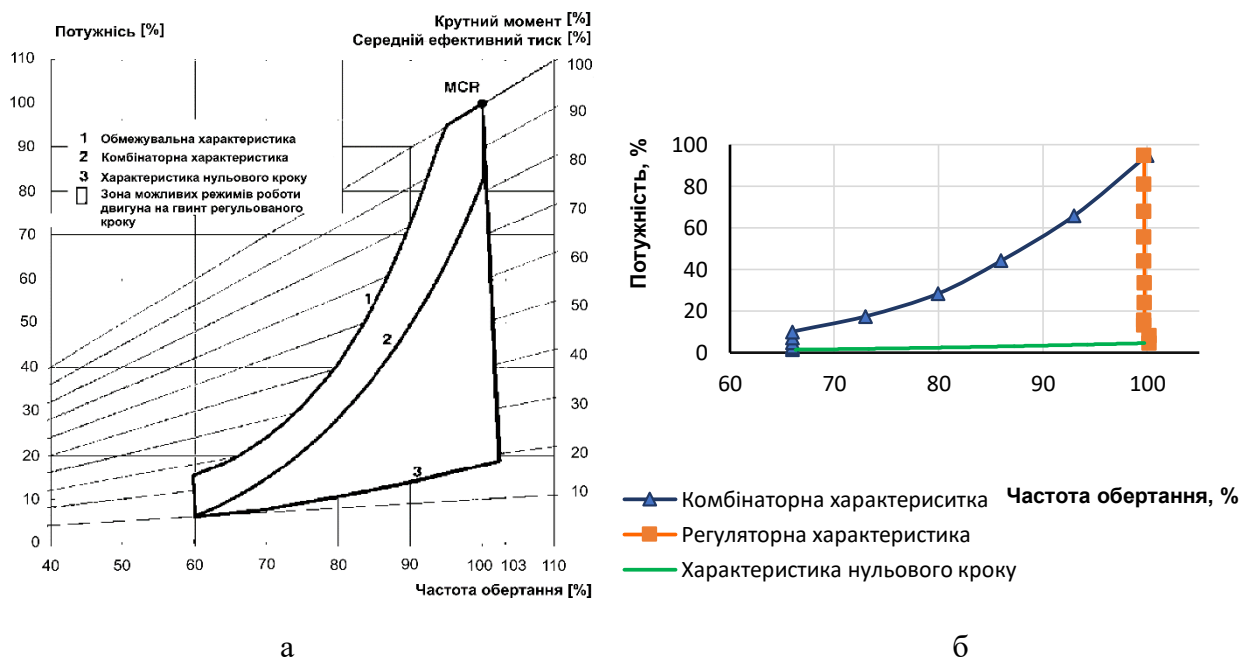


Рисунок 1. Характеристики середньообертових двигунів, що працюють на гвинт регульованого кроку: а – гвинтові, обмежувальна і регуляторна характеристики дизеля MAN B&W 6L32/40 [6], б - гвинтові і регуляторна характеристики дизеля MAN B&W 8L32/40 змодельовані на тренажері машинного відділення Wartsila ERS 5000 TechSim

В процесі виконання роботи на тренажері машинного відділення проведено випробування ГД MAN B&W 8L32/40 моделі Ro-Pax Ferry при різних режимах управління з містка (комбінаторного “combinant”, забезпечення постійних обертів “constant”) та центрального посту управління (“Engine RPM NFU control”) та отримані гвинтові і регуляторна характеристики дизеля MAN B&W 8L32/40 (Рис. 1б). Дані необхідні для побудови характеристик дизеля знімалися авторами, як в ручну з вкладки “Propulsion overview” системи контролю і моніторингу енергетичної установки судна “CMS” (Рис. 2) у попередньо підготовлені таблиці, так і автоматично за допомогою вбудованої у тренажер функції побудови графіків “Trend Manager” (Рис. 3) з подальшою обробкою у MS Excel (Рис. 1б). З рисунків 1а та 1б видно що характеристики якісно подібні, що свідчить про коректність виконаного моделювання.

Можливість відпрацювання на тренажері машинного відділення здобувачами вищої освіти та фахівцями судномеханіками випробувань ГД, побудови характеристик, імітування і

аналізу експлуатаційних і особливих режимів роботи ГД суттєво поглибить їх рівень компетентності.

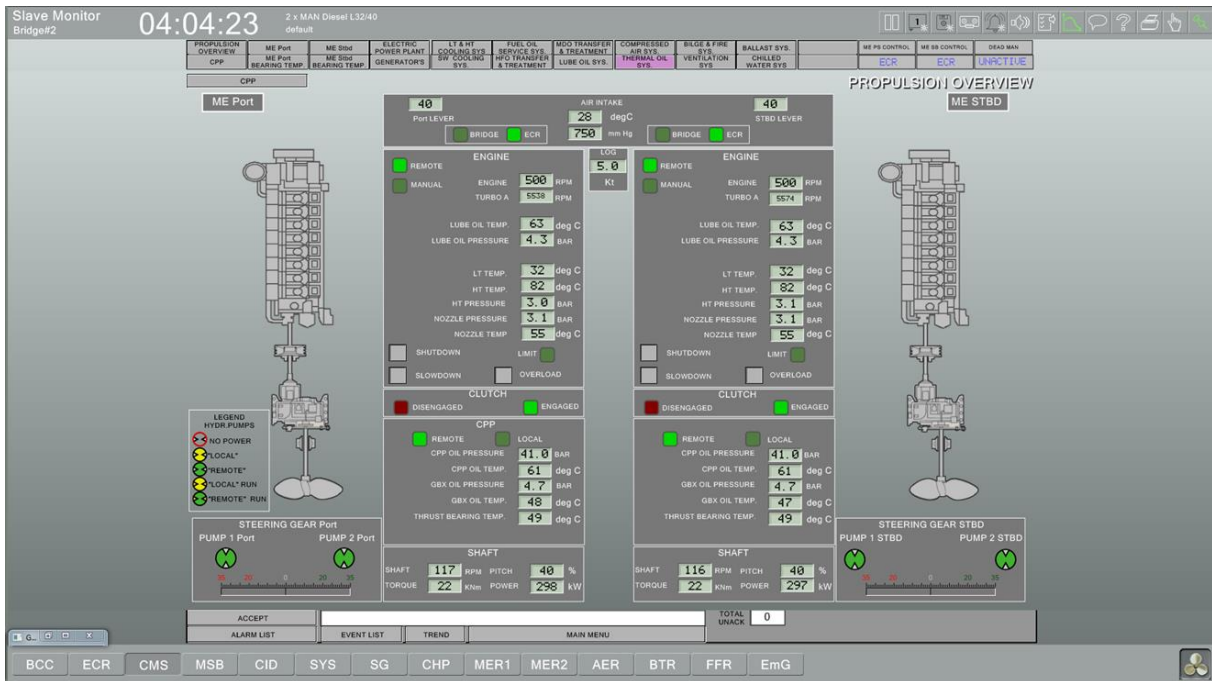


Рисунок 2. Вкладки “Propulsion overview” системи контролю і моніторингу “Control Monitoring System, CMS” енергетичної установки судна прототипу Ro-Pax Ferry змодельованого на тренажері машинного відділення Wärtsilä ERS 5000 TechSim



Рисунок 3. Графічне зображення параметрів ГД, що працюють на ГРК від часу, необхідних для побудови регуляторної характеристики

Використовуючи сучасний тренажер машинного обладнання Wärtsilä ERS 5000 TechSim побудовані характеристики середньообертового двигуна, що працює на гвинт регульованого кроку та проаналізовано особливості роботи такої пропульсивної установки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Богдан Ю.А. Тренажер машинного отделения на пути становления компетентного судового механика / Ю.А. Богдан, В.С. Манжелей // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. Матеріали 8-ої Міжнародної науково-практичної конференції, 28-29 вересня 2017 року. – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2017. – С. 481-483.
2. Визначення гвинтових характеристик суднового головного малооборотного дизеля на тренажері машинного відділення TRANSAS ERS 5000 TechSim / Богдан Ю.О., Манжелей В.С., Сатулов А.І., Худяков І.В. // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. Матеріали 9-ої Міжнародної науково-практичної конференції, 13-14 вересня 2018 року. – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2018. – С. 329-334.
3. Тренажер TechSim 5000. ERS 5000 TechSim. MAN Diesel 32/40 Twin Medium Speed Engine + CPP – Ro-Pax Ferry. – 2014, 10. – 217 с.
4. Суворов П.С. Режимы работы судовых дизелей / П.С. Суворов. – Одесса: ОНМА, 2007. – 384 с.
5. Малиновский М.А. Обеспечение надежности судовых дизельных установок на эксплуатационных и особых режимах работы / Малиновский М.А., Фока А.А., Ролинский В.И., Вахрамеев Ю.З. – Одесса: Фенікс, 2007. – 150 с.
6. MAN B&W Diesel AG L32/40 CD. Technical Documentation. Engine Operating Instruction. B1. – 362 p.

ЗНИЖЕННЯ ЕМІСІЇ ДІОКСИДУ ВУГЛЕЦЮ ГАЗОВОЗАМИ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ТЕРМОХІМІЧНИХ УТИЛІЗАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Чердніченко О.К., Мітенкова В.С., Коробейнікова Н.В.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Вступ. Глобальний попит у світовій економіці на енергію постійно зростає, при цьому більша його частина все ще задовольняється за рахунок вуглеводневих палив, видобуток яких супроводжується зростаючими енерговитратами. Незважаючи на активне впровадження альтернативних джерел енергії, частка таких вуглеводневих палива як природний газ буде зростати [1].

Прогнозується, що к 2035 р. практично 50% обсягу природного газу буде перевозитися в зрідженому вигляді водним транспортом [2]. Зростання флоту суден-газовозів дозволить задовольнити зростаючий попит на вуглеводневі гази, але одночасно призведе до збільшення забруднення атмосфери, зокрема, до додаткових викидів парникових газів, в першу чергу, діоксиду вуглецю [3].

Енергетична ефективність суден (кількість CO₂ на транспортну роботу) визначається відповідним індексом (EEDI) і регулюється Додатком VI до конвенції MARPOL 73/78 та іншими нормативними документами ІМО [3]. Дослідження, показують, що без введення EEDI емісія CO₂ із газозовів для перевезення зрідженого природного газу (ЗПГ) зросте на 280% в період з 2007 р. по 2040 р. Введення обмежень дозволить зменшити це зростання до 200% за вказаний період, оптимістичним є сценарій, при якому енергетична ефективність всіх ЗПГ-газовозів буде на рівні 5% кращих в галузі станом на 2011 р. У цьому випадку зростання CO₂ складе лише 130% до 2040 р. [4]. Це робить актуальним дослідження ефективності різних технічних рішень, спрямованих на зниження емісії діоксиду вуглецю суднами. Серед таких технологій для ЗПГ-газовозів перспективним є застосування термохімічної утилізації скидної теплоти.

Метою дослідження є оцінка впливу від використання технологій термохімічної утилізації у складі енергетичних комплексів ЗПГ-газовозів на їх енергетичну ефективність

Результати досліджень. У попередніх дослідженнях автори обґрунтували конфігурацію та склад перспективних енергетичних установок ЗПГ-газовозів, що передбачають застосування термохімічних технологій утилізації (ТХУ) скидної теплоти. Шляхом математичного моделювання були розглянуті характеристики комбінованої дизель-газотурбінної установки з термохімічною регенерацією тепла відхідних газів газотурбінного двигуна (ГТД) шляхом парової конверсії природного газу, що випаровується в процесі перевезення. Проведені дослідження показують, що застосування ТХУ дозволяє не тільки знизити питому витрату палива на пропульсивну установку, але й істотно зменшити емісію CO₂, що утворюється при спалюванні палива [5, 6].

За подальшими результатами розрахунків EEDI для ЗПГ-газовозів доведено, що у порівнянні з традиційною єдиною електроенергетичною установкою, що включає двопаливні чотиритактні дизельні двигуни (DF/D2S/D), запропонована альтернативна схема енергокомплексу, що представляю собою комбіновану дизель-газотурбінну електроенергетичну установку ((DF/GTE/E)+(DF/D4S/E)) з ТХУ, забезпечує зниження EEDI на 25–40 % [7].

Наступний етап дослідження передбачав виявлення проектних альтернатив щодо енергоефективності великих ЗПГ-газовозів з прямою передачею потужності на гвинт. Були розглянуті п'ять варіантів сучасних газозовів 2016 – 2019 рр. побудови з енергетичною

установкою схеми DF/D2S/D на базі двопаливних малооборотових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) з прямою передачею потужності на гвинт.

Попередніми розрахунками EEDI було встановлено, що енергоефективність енергокомплексів DF/D2S/D на базі двопаливних малооборотових ДВЗ вище, ніж у запропонованих альтернативних енергокомплексів конфігурації (DF/GTE/E)+(DF/D4S/E) з ТХУ [8].

З метою виявлення проектних альтернатив спочатку був виконаний аналіз головної установки газозову LNG типу Q-max потужністю ≈ 42 МВт. В якості основного режиму роботи був розглянутий ходовий режим з вантажем. Згідно з даними [9] для газозова LNG типу Q-max загальносуднові потреби в електроенергії на ходовому режимі складають $\approx 2,2$ МВт. У розрахунках прийнято умови ISO 3046/1-2002: температура повітря $T_a = 298$ К; температура охолоджуючої заборотної води $T_{sw} = 298$ К.

Розглянуто два проектні варіанти (рис. 1):

V1 – одновальна установка з енергокомплексом конфігурації DF/D2S/D на базі дизельного двигуна MAN 9G80ME-C9.5-GI з прямою передачею потужності на гвинт. Специфікаційна тривала потужність двигуна 42,4 МВт. Для вироблення електроенергії на ходовому режимі передбачено дизель-генератор на базі двопаливного середньооборотового дизельного двигуна MAN 9L35 / 44DF.

V2 – схема V1 з утилізаційною металогідридною установкою для приводу компресора системи подачі випару вантажу до головного двигуна (DF/D2S/D+МГУ).

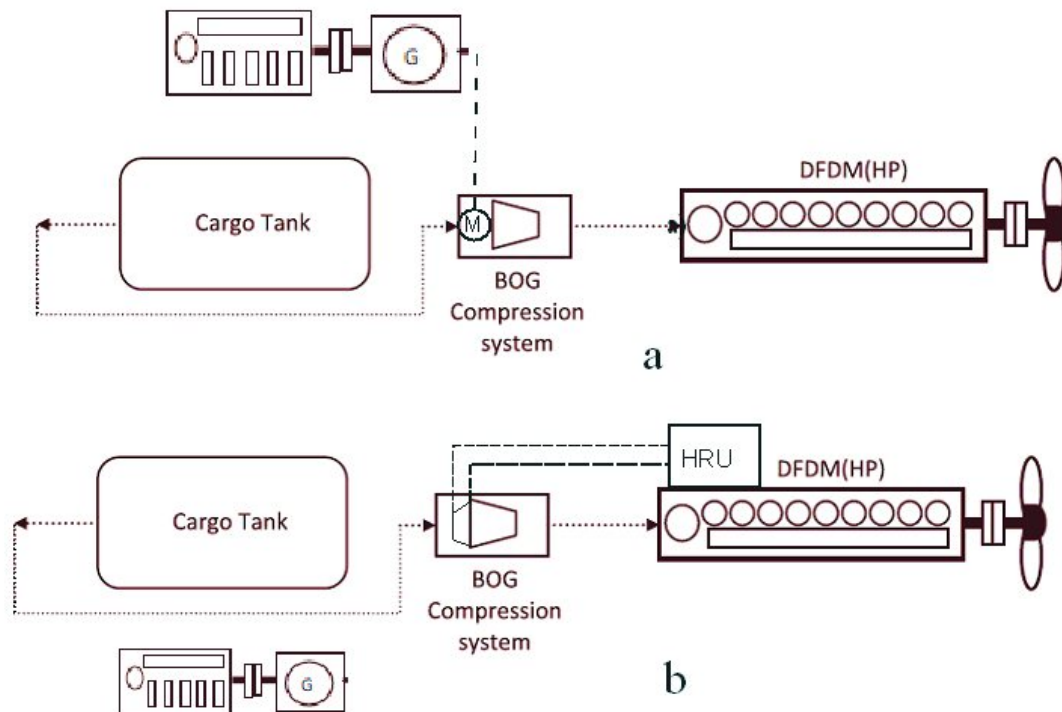


Рисунок 1. Структурні схеми енергетичних установок: а – варіант V1; б – варіант V2

Дослідження схеми V1 дозволило перевірити адекватність моделювання процесів в системі подачі BOG до головного двигуна. Витрати потужності на привід компресора паливного газу добре узгоджуються з даними фірми MAN Energy Solutions і складають близько 3 % потужності головного двигуна [8].

Розрахунки схеми V2 показали, що корисна механічна потужність утилізаційної металогідридної установки становить 2,5 МВт або 6 % від потужності головного двигуна. Цього достатньо для приводу компресора системи подачі BOG до головного двигуна та

вироблення близько 55 % електричної енергії, яка потрібна на ходовому режимі. Це дозволяє замінити дизель-генератор на менш потужний [8].

Згідно виконаним проектним розробкам при використанні в якості палива головного двигуна випару вантажу, поліпшення індексу енергетичної ефективності судна EEDI складає 35,4 %. Виявлено ефективність використання в складі енергокомплексів DF/D2S/D металогідридної утилізаційної установки, причому додаткове поліпшення індексу EEDI складає 4,6 %. Співставлення енергоефективності газозовів LNG з енергокомплексами конфігурацій DF/D2S/D та DF/D2S/D+MGU представлено на рис. 2 [8].

За результатами проведених проектно-конструкторських проробок підтверджена ефективність використання в складі енергокомплексів ЗПГ-газовозів термохімічних утилізаційних технологій. Зменшення індексу EEDI становить для ЗПГ-газовозів з єдиною електроенергетичною установкою 25–40 %; для ЗПГ-газовозів з малооборотними дизельними двигунами – 4-6 % [8].

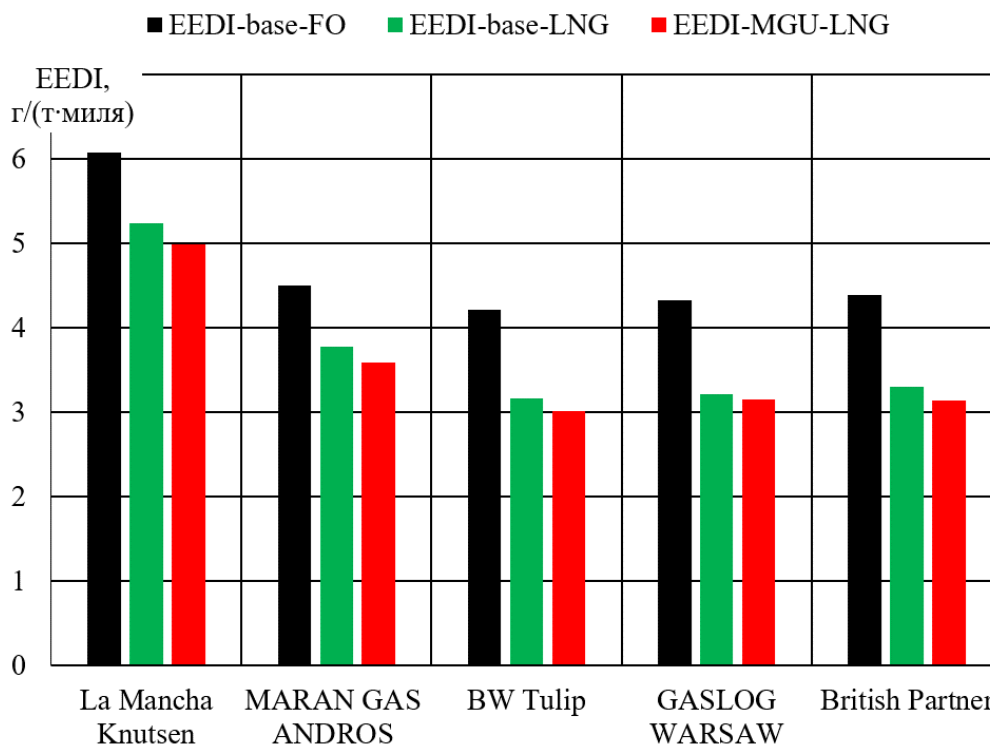


Рисунок 2. Співставлення індексів енергоефективності EEDI для енергокомплексів конфігурації DF/D2S/D та DF/D2S/D+MGU при роботі на: нафтовому паливі, випарі вантажу та синтез-газі

Висновки. Використання ТХУ у складі суднових енергетичних установок газозовів для транспортування зрідженого природного газу дозволяє знизити емісію діоксиду вуглецю. Зменшення емісії при використанні ТХУ залежить в тому числі від типу енергетичного комплексу і складає 4-6 % для пропульсивних установок з малооборотними дизельними двигунами і прямою передачею на гвинт, і 25-40% – для комбінованих дизель-газотурбінних електроенергетичних установок.

ЛІТЕРАТУРА

1. Outlook for Energy (2018) Outlook for energy: A view to 2040. ExxonMobil, Available from: <https://cdn.exxonmobil.com/~media/global/files/outlook-for-energy/2018/2018-outlook-forenergy.pdf>.

2. IGU (2018) IGU world LNG report — 2018 edition. Available from: https://www.igu.org/sites/default/files/node-document-field_file/IGU_LNG_2018_0.pdf.
 3. IMO (2015) Third IMO GHG study 2014. Executive summary and final report. International Maritime Organization, London.
 4. Wang, H., Rutherford, D., Desai, C. (2014) Long-term energy efficiency improvement for LNG carriers. International Council on Clean Transportation, Washington D. C.
 5. Cherednichenko, O. (2015) Analysis of efficiency of diesel-gas turbine power plant with thermo-chemical heat recovery. *MOTROL. Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa*, 17(2):25–28.
 6. Cherednichenko, O., Serbin, S. (2018) Analysis of efficiency of the ship propulsion system with thermochemical recuperation of waste heat. *Journal of Marine Science and Application*, 17:122–130. <https://doi.org/10.1007/s11804-018-0012-x>.
 7. Cherednichenko, O., Mitienkova, V. (2020) Analysis of the Impact of Thermochemical Recuperation of Waste Heat on the Energy Efficiency of Gas Carriers. *Journal of Marine Science and Application*, 19(1):72-82. <https://doi.org/10.1007/s11804-020-00127-5>.
 8. Cherednichenko, O., Serbin, S. (2020) Termoximichni tehnologiyi dlya energety`chny`x moduliv plavuchy`x ob'yektiv naftogazovy`dobutku ta suden-gazovoziv (in Ukraine): Monograph. Torubara V. V., Mykolaiv, ISBN 978-617-7472-14-7.
- MAN Diesel & Turbo (2017) Cost-Optimised Designs of ME-GI Fuel Gas Supply Systems. Available from: https://marine.man-es.com/docs/librariesprovider6/test/cost-optimised-designs-of-me-gi-fuel-gas-supply-systems.pdf?sfvrsn=72fbeca2_6.

ПРЯМЕ УПРАВЛІННЯ МОМЕНТОМ АСИНХРОННОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Тимофеев К.В., Бутаков І.Б., Коцюба Є.В.
Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Неможливо недооцінювати застосування електроприводу на сучасних судах будь якого типу. Електропривод забезпечує перетворення електричної енергії в механічну відповідно до алгоритму роботи відповідної суднової установки. Ефективність роботи електромеханічних судових систем в значній мірі визначається ефективністю електроприводу та його системи керування. Застосування економічних, надійних та високопродуктивних систем електроприводу є пріоритетним напрямком у транспортній промисловості.

Актуальність досліджень. Визначається реалізацією енергозберігаючого режиму в асинхронних електроприводах, що найчастіше застосовуються на судах.

Існує кілька способів реалізації енергозберігаючого режиму в асинхронному електроприводі [1]:

- підтримкою сталості $\cos \varphi$;
- підтримкою постійного ковзання;
- управлінням з використанням моделі двигуна;
- за допомогою пошукових алгоритмів.

Підвищення працездатності електроприводу можливе шляхом удосконалення системи керування електроприводом за рахунок сучасної елементної бази та застосування нових алгоритмів.

Постановка задачі. В скалярній системі з блоком корекції напруги мінімізується струм статора при заданому моменті двигуна, при цьому для визначення сигналу, що коригує, використовуються значення параметрів, що не складно вимірювати.

В системах з прямим управлінням моментом (ПУМ) в пристроях керування електроприводами для забезпечення енергозберігаючих режимів і досягнення великої швидкодії по моменту використовуються пошукові алгоритми, що є надійними та незалежними від особливостей певного об'єкта управління.

Основна ідея управління полягає в тому, що на кожному кроці розрахунку визначається оптимальний стан інвертора напруги за значенням моменту і потоку статора, з системи виключається широтно-імпульсний модулятор як окрема ланка. Система реалізує векторне регулювання швидкості, математичний апарат якого заснований на диференціальних рівняннях динаміки асинхронного двигуна і векторних співвідношеннях. Метод однаково коректний як для перехідних, так і для сталих процесів, що істотно підвищує динамічний діапазон роботи системи, призводить, наприклад, до відсутності провалів швидкості при накидах навантаження. Завдання контуру швидкості - задати миттєве положення вектора струму, необхідне для підтримки заданої швидкості. Завдання контуру струму - забезпечити реальний стан і амплітуду вектора струму рівними заданим значенням.

Функціональна схема, яка реалізує ПУМ закон управління, показана на рисунку 1. Блок регуляторів складається з регуляторів швидкості, моменту, потоку і частоти перемикачів «ключів». Необхідні для регулювання не вимірювані змінні відновлюються в блоку спостерігача. В петлі гістерезису (ПГ) здійснюється регулювання в ковзному режимі вектора поточкозчеплення статора і моменту асинхронного двигуна з коротко замкнутим ротором (АД) на основі заданих і діючих величин. Швидкодійний логічний автомат (ЛА), перемикає «ключі» автономного інвертора (АІ) в функції оптимізації вектора вихідної напруги по граничним відхиленням моменту і потоку статора, таким чином, момент перемикачів інвертора не

прив'язаний до періоду ШІМ, а залежить від реальної помилки вектора струму. Визначальним у роботі контуру є критерій вибору стану інвертора при перемиканні, який дозволяє:

- мінімізувати частоту перемикань інвертора при малій амплітуді помилки;
- зменшити короткочасну велику струмову помилку за мінімальний час при мінімальній кількості комутацій інвертора.

Даний метод управління струмом має істотні переваги в порівнянні з ШІМ керуванням. Він дозволяє будувати більш швидкісні системи, що миттєво реагують на збурення, і одночасно розсіювати менше енергії в силових ключах при порівнянні з методом ШІМ.

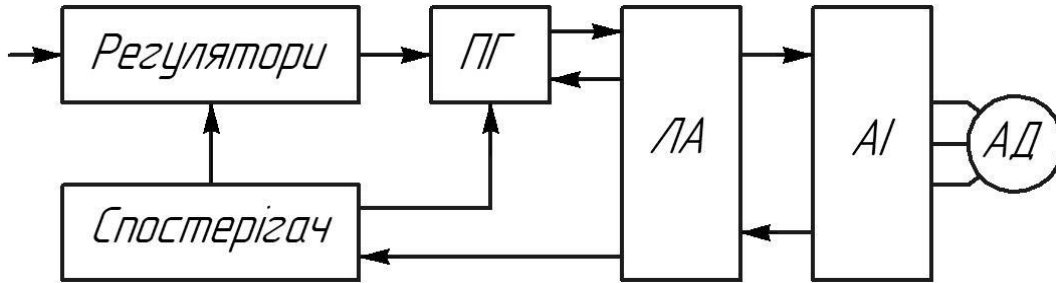


Рисунок 1. Функціональна схема асинхронного електроприводу з ПУМ

В основу прямого керування моментом (ПУМ) закладено рівняння електромагнітного моменту асинхронного двигуна [2]:

$$M_{д}^* = (3/2) \cdot p_n \cdot |\Psi_1^*| \cdot |I_1^*| \cdot \sin(\phi_1 - \phi_\psi). \quad (1)$$

Як оптимальний може бути прийнятий режим роботи, яким досягається мінімізація споживаної з мережі активної потужності, що розраховується за формулою

$$P_1 = 3 \cdot U_1 \cdot I_1 \cdot \cos \phi. \quad (2)$$

Для пошуку точки мінімального споживання електроенергії система управління в процесі роботи поступово змінює рівень напруги, що підводиться до статора. Критерієм пошуку також може бути мінімум споживаного струму або максимум коефіцієнта потужності $\cos \phi$. Пошуковому алгоритму може знадобитися кілька десятків секунд для виявлення оптимальної точки, що робить його непридатним до використання в механізмах циклічної дії з малими циклами або в приводах з швидко змінним характером навантаження.

З точки зору ефективності оптимальним буде реалізація енергозберігаючого режиму з використанням математичного апарату з мінімальною залежністю від змін параметрів схеми заміщення [3]. Пошуковими алгоритмами необхідно виконувати лише корекцію керуючого впливу в невеликих межах.

Можливо застосування однокритеріальної оптимізації, а саме:

- оптимізація по мінімуму струму;
- оптимізація по мінімуму втрат.

Вхідними параметрами для ПУМ є момент двигуна $M_{д}^*$ і модуль потокозчеплення статора $|\Psi_1^*|$ (рисунок 2). Момент асинхронного двигуна в цьому випадку визначається за формулою (1), де $\phi_1 - \phi_\psi$ позначимо як ϕ_1 .

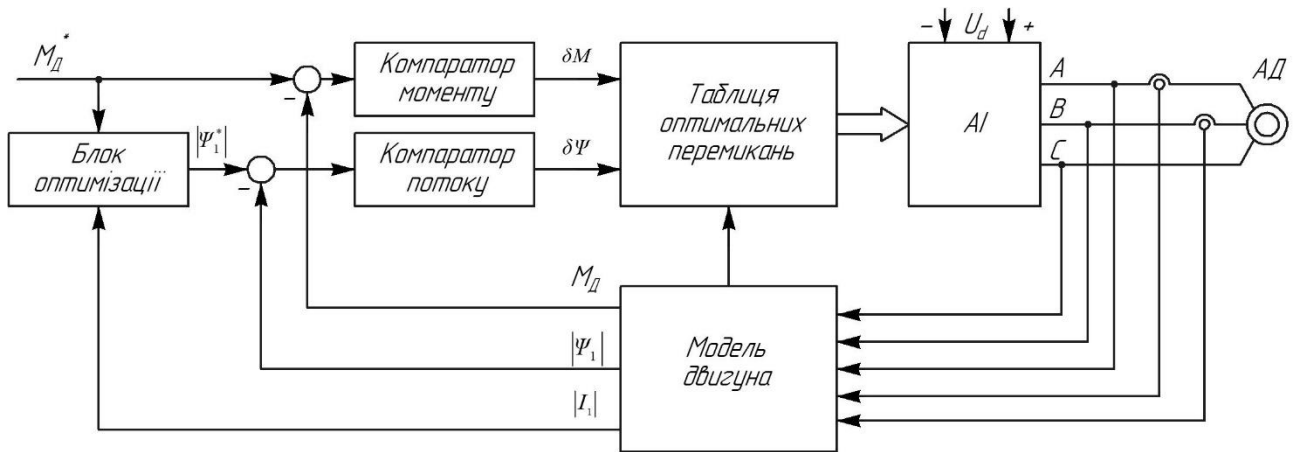


Рисунок 2. Структурна схема ПУМ з блоком оптимізації

Одним з найбільш простих алгоритмів, що реалізовані в системах векторного керування, є підтримка оптимального кута між моментоутворювальними векторами [4]. При проведенні досліджень в роботі [4] були визначені попередні значення оптимальних кутів між векторами струму статора і потокозчеплення статора і ротора. У випадку з ПУМ, де здійснюється контроль потокозчеплення статора, оптимальним кутом за умовою мінімуму струму статора є кут $\phi_1 \approx 40^\circ$, а за умовою мінімуму втрат $\phi_1 \approx 35^\circ$.

Результати досліджень. Один з варіантів пошукового регулятора може бути створений на принципах нечіткої логіки. Нечіткий регулятор, фактично реалізує нелінійне відображення входів в виходи, відповідає завданню оптимізації з нелінійного критерію набагато краще, ніж лінійні регулятори. Крім того, у нечітких регуляторів більше ступенів свободи.

Найбільш повно використовувати можливості нечіткого регулятора можна при введенні функції двохкритеріальної оптимізації.

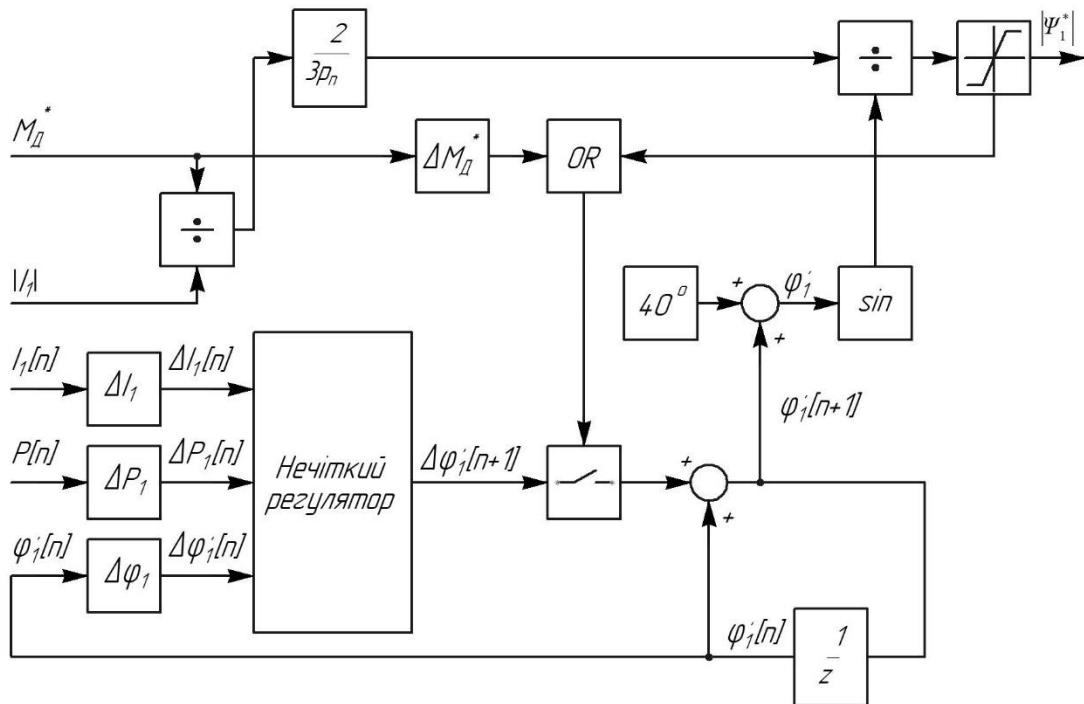


Рисунок 3. Структура блоку двохкритеріальної оптимізації електропривода з блоком корекції на базі нечіткого пошукового регулятора

Висновки. Найбільш актуальним є використання систем векторного керування з прямим управлінням моментом. Системи є швидкодіючими, забезпечують широкий діапазон регулювання швидкості та інших параметрів двигуна за рахунок відсутності датчика швидкості на валу двигуна, зменшуються габаритні розміри системи управління. У даних системах, регулюючи величину вектора потокозчеплення статора, можна управляти швидкістю зміни електромагнітного моменту.

ЛІТЕРАТУРА

1. Браславский И.Я. Энергосберегающий асинхронный электропривод [Текст]: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / И.Я. Браславский, З.Ш. Ишматов, В.Н. Поляков – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 256 с.
2. Соколовский Г.Г. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием [Текст]: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Г.Г. Соколовский. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 272с.
3. Ильинский Н.Ф. Электропривод: энерго- и ресурсосбережение [Текст]: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Н.Ф. Ильинский, В.В. Москаленко. – М.: Академия 2008. – 208 с.
4. Мещеряков, В.Н. Оптимизация взаимного положения векторов тока статора и магнитного потока асинхронного двигателя при векторном управлении [Текст] / В.Н. Мещеряков, П.Н. Левин. // Москва. Известия вузов. Электромеханика. – 2006. – №1.

ЗНИЖЕННЯ ВИТРАТ ЦИЛІНДРОВОГО МАСЛА В МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНАХ WÄRTSILÄ

Зінченко Д.О.

Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Для морських дизельних двигунів, що працюють на важких паливах, що містять сірку, мащення циліндрів повинно, як правило, виконувати такі завдання: створювати і зберігати масляну плівку, щоб запобігти металевий контакт між втулками циліндрів і поршневими кільцями, нейтралізувати сірчану кислоту, щоб контролювати корозію, очищати втулку циліндра і, зокрема, поршневі кільця, щоб запобігти несправності і пошкодження, викликані залишками згоряння.

Як тільки дозувальний насос доставляє мастило циліндра в робочу зону, виникає необхідність забезпечення належного розподілу масла на робочій поверхні втулки циліндра. Завдання полягає не тільки в тому, щоб забезпечити надійне збереження масляної плівки на стінці втулки циліндра, але також і забезпечення її постійного оновлення для процесів нейтралізації кислот. Дуже велика робоча поверхня втулки циліндра повинна підтримуватися за допомогою дуже невеликої кількості масла [1].

Основна частина. При спробі досягти найкращого горизонтального або кругового розподілу масла в циліндрі першим виконанням лубрикатора для системи змащення була так звана конструкція Pulse Jet (рис.1).

Конструкція Pulse Jet може доставляти циліндрове масло або в поршневі кільця, або безпосередньо на робочу поверхню втулки циліндра, і, як очікується, забезпечить безпечну і надійну роботу двигуна.

Однак досвід експлуатації виявив ряд проблем з роботою поршнів, особливо на двигунах 96С. Принцип Pulse Jet потім був замінений на конструкцію Pulse Feed.

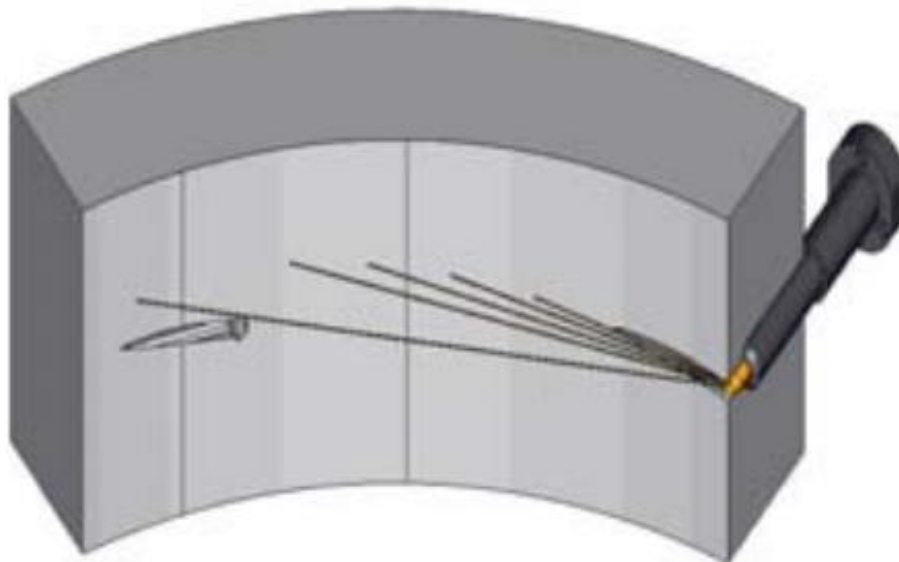


Рисунок 1. Принцип Pulse Jet [2]

Спочатку втулка циліндра мала тільки отвори від лубрикатора, але незабаром стало очевидно, що для досягнення правильного горизонтального розподілу масла в циліндрі необхідний додатковий «зигзагоподібний» паз між розпилювачами.

У міру того, як поршень проходить через «зигзагоподібний» паз, різниця тисків переносить масло, сконцентроване на виході з лубрикатора в напрямку канавки.

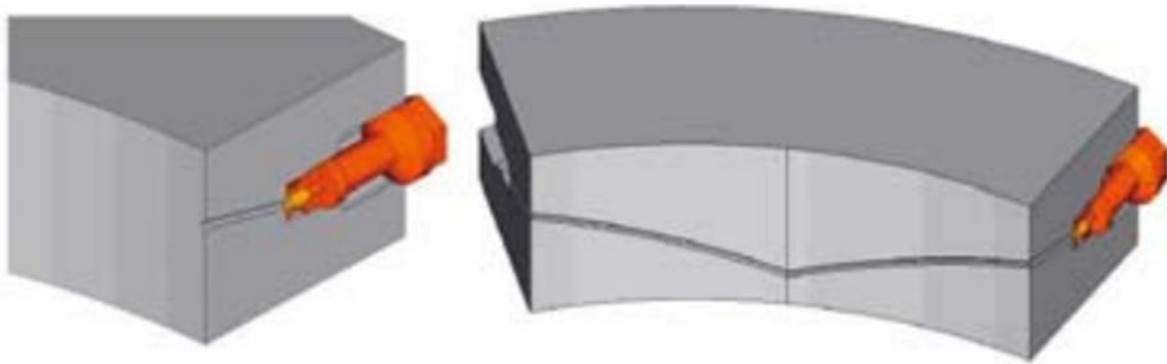


Рисунок 2. Принцип Pulse Feed з та без «зигзагоподібного» пазу [2]

Принцип «зигзаг» зарекомендував себе дуже добре після того, як він був пристосований для установки на втулки великого діаметру. Ця система вимірює температуру в двох діаметрально протилежних положеннях поблизу робочої поверхні у верхній частині кожної втулки циліндра. Потім вона фільтрує і інтерпретує зміни температур, а в разі їх підвищення генерується «сигнал підвищеного тертя». Сигнал тривоги попереджає тільки екіпаж двигуна і не застосовується в системі управління мастилом циліндрів. На рисунку 3 представлений вид робочих поверхонь ЦПГ з використанням принципу Pulse Feed і без нього.

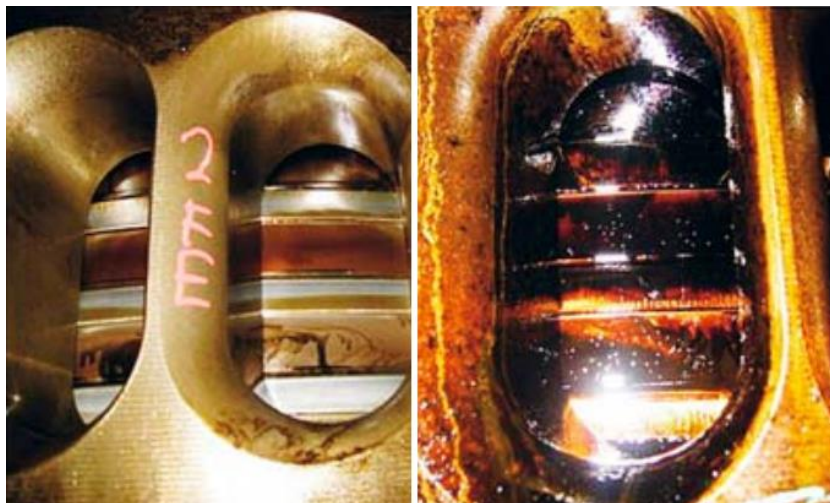


Рисунок 3. Робочі поверхні ЦПГ з використанням принципу Pulse Feed і без нього

В даний час розробляється новий дозувальний насос у співпраці з SKF. Цей дозувальний насос буде діяти подвійним чином, щоб задовольнити вимоги до динаміки і тривалого часу між капітальними ремонтами і буде здатний доставляти масло циліндра в поршневі кільця протягом 3...4 мс щоб забезпечити правильний час уприскування і, отже, низьку швидкість подачі.

Висновки. Використання системи Pulse Feed дало можливість значно знизити витрати на циліндрові масла. При питомій витраті масла в циліндрі від 1,2 до 0,8 г / кВт·год в двигуні 12RTA96C річна економія складе 170 000 доларів США [2].

ЛІТЕРАТУРА

5. Sagin S.V., Semenov O.V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specification. American Journal of Applied Sciences. 2016. Vol. 13. No 5. P. 618–627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627.
6. Ole Christensen. Cylinder lubrication of two-stroke crosshead marine diesel engines // Wärtsilä technical journal – 2010. – 02. – С. 39-48.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ВИСОКООБЕРТОВИХ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ НА ХАРАКТЕР ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ МАСЛА

¹Савчук В.П., ²Кухаренок Г.М., ¹Курносенко Д.В., ¹Котов А.І.

¹Херсонська державна морська академія, Україна

² Білоруський національний технічний університет, Білорусь

Вступ. Сучасні високообертові двигуни внутрішнього згоряння мають багато систем, що здійснюють моніторинг їх працездатності та керування процесами паливоподачі, забезпечують ефективне згоряння робочої суміші та керують режимами навантаження. Однак стан складових елементів системи мащення та механізмів та передач, функціонування яких забезпечується завдяки подачі моторного масла під тиском, контролюється м'яко кажучи неефективно, а в деяких випадках не здійснюється взагалі. Такий підхід дещо пояснюється високими показниками безвідмовності деталей кривошипно-шатунного механізму, що забезпечується на етапі конструювання та виробництва двигунів, застосування сучасних змащувальних матеріалів та висока ступінь їх очищення (пошукати статистику відмов). З іншого боку, наявність ефективних методів контролю технічного стану складових системи мащення та деталей КШМ в умовах експлуатації надасть можливості виявляти несправності на ранніх етапах їх появи та значно підвищить ефективність експлуатації двигунів за рахунок зниження витрат на їх технічне обслуговування та ремонт.

Відомо багато способів контролю технічного стану підшипників ковзання ДВЗ, але переважна їх більшість потребує зупинки двигуна та застосування трудомістких діагностичних робіт та високої кваліфікації обслуговуючого персоналу. Враховуючи той факт, що деякі виробники СДВЗ не дозволяють здійснювати демонтаж елементів ДВЗ, що забезпечує доступ до камери згоряння, проведення інструментального діагностування не представляється можливим.

Актуальність дослідження. Одним із простих та ефективних методів контролю технічного стану елементів системи мащення, моторного масла та трибосполучень кривошипно-шатунного механізму є метод, що базується на аналізі пульсацій тиску моторного масла в центральній магістралі системи мащення.

Постановка задачі. В роботі [1] приведено класифікацію способів визначення технічного стану та діагностування підшипників КШМ та елементів системи мащення ДВЗ без часткового розбирання. Зокрема приведено способи, що використовують аналіз параметрів пульсації тиску моторного масла. Вказаний спосіб застосовується в декількох варіантах, що здійснюють аналіз параметрів пульсації тиску при вимірюванні середнього тиску масла в центральній масляній магістралі, шляхом вимірювання інтенсивності падіння тиску в гідроаккумуляторі із дросельним пристроєм, шляхом аналізу параметрів пульсації середовища до та після фільтруючого елемента та шляхом аналізу пульсацій тиску в центральній масляній магістралі. Серед приведених способів найбільш перспективним є спосіб визначення стану підшипників КШМ та елементів системи мащення, що використовує аналіз пульсації моторного масла в центральній масляній магістралі. Даний спосіб є найбільш універсальним із погляду можливої кількості проведення діагностичних показників, але його застосування вимагає адаптування діагностичних вихідних параметрів до конкретної моделі двигуна.

Результати дослідження. На характер пульсацій моторного масла в центральній магістралі впливають наступні елементи:

- характеристика моторного масла (поточна в'язкісно-температурна характеристика), що враховує зміну його експлуатаційних показників з часом (старіння) чи внаслідок розрідження паливом;
- стан приймальних елементів системи мащення (маслозабірників) та масляних каналів;
- конструктивні особливості та технічний стан масляного насосу;
- забруднення фільтруючих елементів;
- стан перепускних клапанів;
- режим роботи двигуна (частота обертання, індикаторна потужність);
- конструктивні особливості елементів КШМ (підшипники, форма і розташування масляних каналів колінчастого валу, наявність масляних форсунок та ін.);
- експлуатаційні зазори в тертьових вузлах, що змащуються під тиском.

Шестеренні насоси знайшли широке застосування в системах мащення суднових високооберткових двигунів внутрішнього згорання (СДВЗ). Така популярність викликана простотою конструкції, що і забезпечує їх високу надійність. Основним видом передач, що застосовуються в якості масляних насосів високооберткових ДВЗ є прямокутна передача із зовнішнім зачепленням.

При проектуванні вказаного типу масляних насосів застосовується мінімальна ступінь перекриття зубчастого зачеплення ϵ , що призводить до зменшення кількості рідини, яка запирається у впадинах зубів [2]. Іншою особливістю проектування масляних насосів такого типу є збільшені бокові зазори між профілями зубів, що забезпечують перетікання рідини із однієї замкненої порожнини в іншу. В таких насосах зазвичай застосовують шестерні із малою кількістю зубів та великим модулем, так як це забезпечує компактні розміри та майже подібну продуктивність із насосами, що мають велику кількість зубів та малий модуль. Необхідно враховувати той факт, що застосування насосів із незначною кількістю зубів призводить до підвищення пульсацій потоку рідини. Пульсації робочого середовища створюються завдяки наявному принципу його перекачування.

Згідно [2], швидкість подачі насосу можна описати залежністю:

$$q_x = \frac{dq}{dt} = \frac{b \cdot \omega_1}{2} \left[2r_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{r_1}{r_2} h_2^2 - \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) x^2 \right],$$

де b – ширина зуба, мм; ω_1 – кутова швидкість ведучої шестерні, с^{-1} ; r_1, r_2 – радіус початкового кола ведучої та відомої шестерень, мм; h_1, h_2 – висота головки зуба ведучої та відомої шестерень, мм; x – відстань від полюса до точки зачеплення, мм.

Дана залежність вказує на те, що максимальна продуктивність насосу становить при значенні $x = 0$, що є можливим при контакті зубчастих коліс в полюсі зачеплення. При віддаленні точки контакту від полюса, подача насосу знижується за параболічним законом.

Для виділення пульсацій, що створюються масляним насосом із загального діагностичного сигналу, необхідно враховувати мінімум два параметри: частота та амплітуда пульсацій. Частота пульсацій ν_{op} залежить від частоти обертання колінчастого валу n_e , передаточного відношення приводу масляного насосу i_{op} та кількості зубів ведучого зубчастого колеса z_1 :

$$\nu_{op} = n_e \cdot i_{op} \cdot z_1 = \omega_1 \cdot z_1.$$

Амплітуду пульсацій можливо визначити шляхом розрахунку максимальної та мінімальної подач, використовуючи граничні умови:

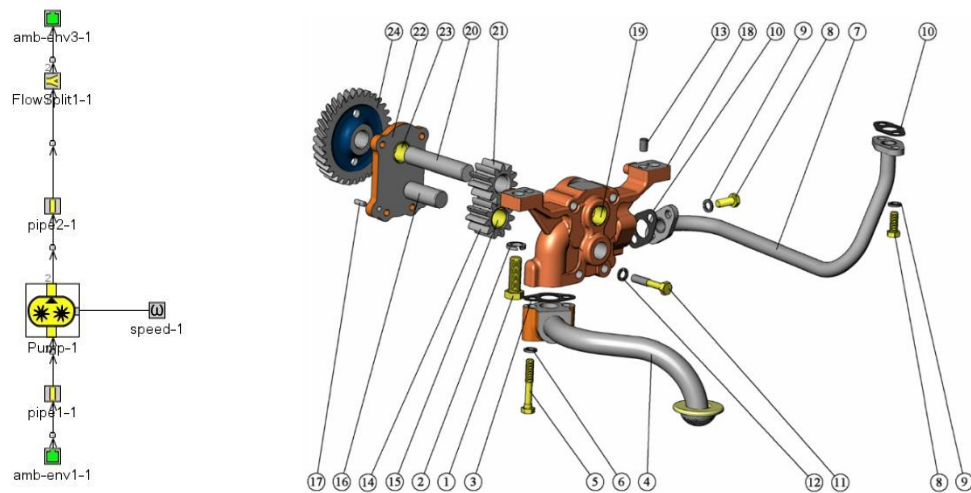
- для мінімальної подачі $x = 0$;

– для максимальної подачі $x = \pm \frac{t_0}{2}$, де t_0 – основний крок.

Згідно [2], амплітуда пульсацій (максимальна різниця подачі) складає:

$$\Delta q_{\max} = (q_x)_{\max} - (q_x)_{\min} = \frac{b \cdot \omega_1}{2} \left[\left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \frac{t_0^2}{4} \right].$$

Дані алгоритми розрахунку впроваджено в програмний комплекс GT-SUITE, що забезпечує багатовимірне 0D/1D/3D моделювання CAE [3]. Спрощена 1D-модель та конструкція масляного насоса представлена на рис. 1. Результати моделювання зміни тиску в контурі масляного насоса при сталій частоті обертання представлено на рис. 2.



а

б

Рисунок 1. Масляний насос дизельного двигуна Д-246.4: а – спрощена модель; б – 3D модель; 1, 5, 8, 11 – болти; 2, 6, 9, 12 – шайби; 3, 10 – прокладки; 4 – маслоприймач; 7 – патрубок відвідний; 13, 17 – штифти; 14 – шестерня ведена; 15 – втулка шестерні; 16 – палець; 18 – корпус; 19, 23 – втулки корпусу; 20 – вал; 21 – ведуча шестерня; 22 – кришка; 24 – шестерня приводу масляного насоса

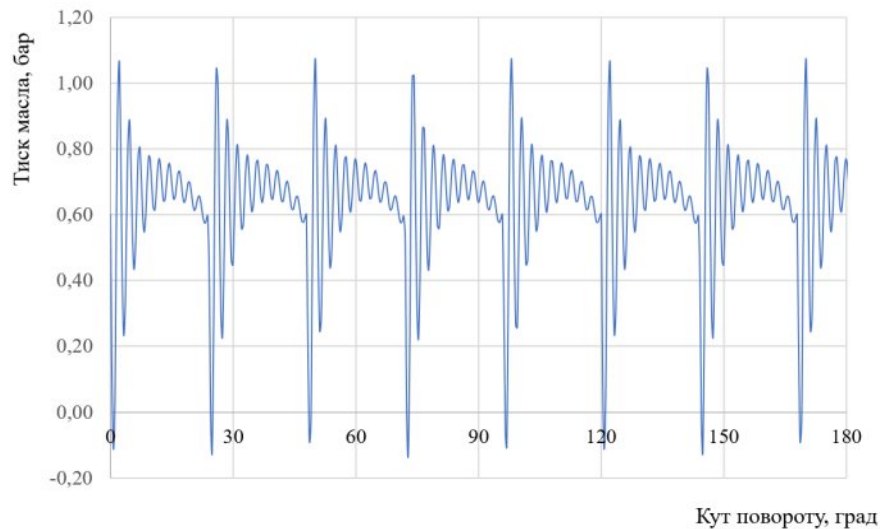


Рисунок 2. Результати дослідження пульсацій тиску після масляного насосу при частоті обертання насосу 500 хв^{-1}

Висновки. Основними напрямками дослідження пульсацій масла в масляній магістралі є визначення зносу підшипників кривошипно-шатунного механізму. Тому важливо акцентувати увагу на більш конкретних дослідженнях стану масляного насосу, перепускних клапанів та фільтруючих елементів. Важливим напрямком дослідження є також визначення в'язкості моторного масла. Повноцінні дослідження впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів систем мащення на характер пульсацій тиску в масляній магістралі можливі лише при наявності реальних гідравлічних характеристик (опорів) компонентів системи. Зміна стану елементів системи мащення призводить до якісних та кількісних змін діагностичного показника, що відображено характером пульсацій моторного масла. Для накопичення статистичних даних доцільним є проведення експериментальних досліджень гідравлічних втрат впливу забруднень на їх показники, алгоритму роботи перепускних та редуційних клапанів вважаємо за необхідне проведення багатофакторних стендових досліджень. Отримані показники слід застосувати для виявлення критеріїв оцінювання зміни технічного стану як елементів системи мащення, так і трибосполучень високооберткових дизельних двигунів, що змащуються під тиском.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гриценко, А. В. Диагностирование подшипников кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания по параметрам пульсации давления в центральной масляной магистрали [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / А. В. Гриценко. — Челябинск: ЧГАУ, 2009.
2. Юдин Е. М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Ефрем Маркович Юдин. — [изд. 2, доп.]. — М.: Машиностроение, 1964. — 236 с.
3. Manring, N.D. and Kasaragadda, S.B. The Theoretical Flow Ripple of an External Gear Pump, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Transactions of the ASME*, vol. 125, 2003, 396-404.

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ТРАНСПОРТНОГО ВУЗЛА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

¹Володарець М.В., ²Семернін О.М., ¹Ткачов С.А.

¹Приазовський державний технічний університет, Україна

²Тараський державний університет імені М.Х. Дулаті, Казахстан

Вступ. Дорожній рух – складна динамічна система взаємодії транспортних і пішохідних потоків. Складність управління такою системою полягає в необхідності забезпечення безконфліктного існування всіх учасників дорожнього руху в обмеженому просторі [1, 2]. Від адекватності моделювання роботи транспортного вузла залежить ефективність дослідження процесів експлуатації транспортних засобів.

Актуальність Зростання кількості індивідуального транспорту і обсягів перевезень призводить до підвищення інтенсивності руху. А це в свою чергу призводить до того, що в містах виникають проблеми організації дорожнього руху, які впливають на процеси експлуатації транспортних засобів. Збільшуються транспортні затримки, утворюються черги і затори, що викликає зниження швидкості сполучення, невиправдані перевитрати палива і підвищення зносу вузлів і агрегатів транспортних засобів. Ефективним вирішенням цього питання є імітаційне моделювання транспортної мережі з урахуванням умов експлуатації транспортних засобів [3-6].

Постановка задачі. Необхідно створити адекватну імітаційну модель роботи транспортного вузла для дослідження в подальшому процесів експлуатації транспортних засобів в реальних умовах.

Результати досліджень. Для дослідження було обрано транспортний вузол, імітаційна модель роботи якого наведена на рис. 1. Потім, згідно з Правилами дорожнього руху, було визначено, який відрізок в кожному з перетинів є пріоритетним. Такий відрізок виділено зеленим кольором. Відрізок червоного кольору - поступається. Можливий ще один варіант - обидва відрізка червоного кольору. Розглянений метод проїзду конфліктної зони використовується для моделювання руху на розгалуженнях, щоб транспортні засоби могли «бачити» один одного.

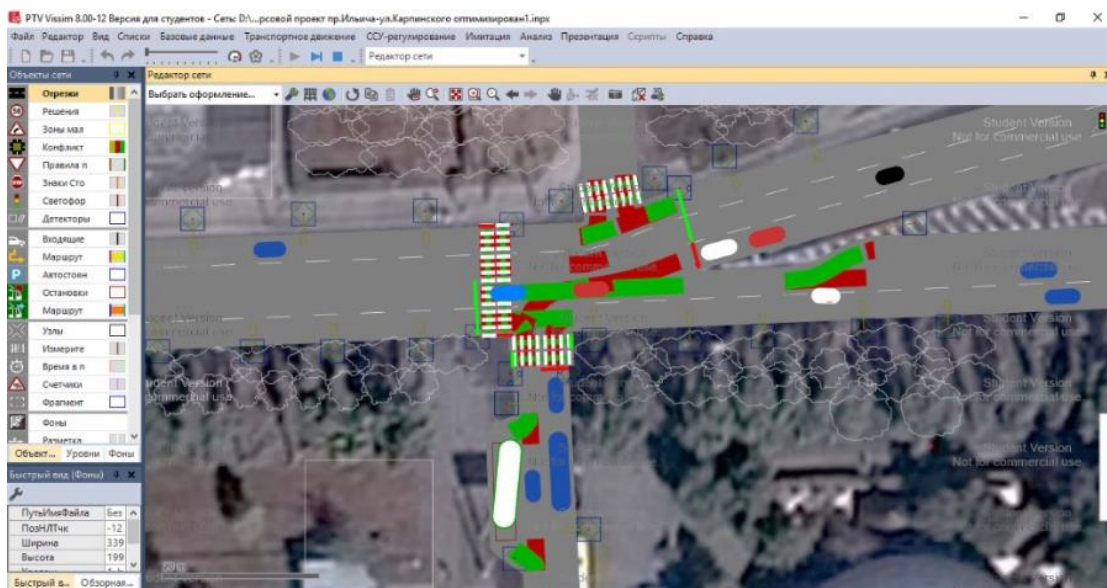


Рисунок 1. Робота імітаційної моделі транспортного вузла

Наявність такої великої кількості конфліктів пояснюється складністю проїзду і маневрування транспортних засобів на даному перехресті, обумовленою різноманітністю учасників дорожнього руху. При створенні моделі пріоритети проїзду транспортних засобів та руху пішоходів були дозволені відповідно до правил дорожнього руху.

Після аналізу руху транспортних засобів і пішоходів, а також роботи маршрутів громадського транспорту було виявлено, що є доцільним створення кишені для зупинки громадського транспорту з метою зменшення заторів на дорогах (рис. 1).

Висновки. У роботі представлена імітаційна модель руху транспортних засобів на вуличній мережі, на підставі якої запропонована схема по організації дорожнього руху в досліджуваному транспортному вузлі, яка дозволить підвищити на ньому безпеку дорожнього руху. В результаті запропонованих рішень кількість машин, що знаходяться в заторах було зменшено на 12%, що зменшить витрати палива транспортними засобами і покращить умови їх експлуатації на розглянутій мережі.

ЛІТЕРАТУРА

1. Дрю А. Теорія транспортних потоків і управління ними. "Транспорт", 1972 р -с. 424.
2. Метсона Т. Організація руху. Науково-технічне видавництво міністерства автомобільного транспорту і шосейних шляхів УРСР, - Москва, 1960. - 462 с.
3. Володарец, Н. В. Розробка та створення імітаційної моделі для оптимізації дорожнього руху в транспортному вузлі з урахуванням умов експлуатації / Н. В. Володарец // Дослідження і розробки в галузі машинобудування, енергетики і управління: матеріали XVIII Міжнар. наук.-техн. конф. студентів, аспірантів і молодих вчених, Гомель, 26-27 квіт. 2018 г. / М-во освіти Респ. Білорусь, Гомель. держ. техн. ун-т ім. П. О. Сухого; під заг. ред. А. А. Бойко. - Гомель: ГГТУ ім. П. О. Сухого, 2018. - С. 557-559.
4. Володарец, Н. В. Формування в реальних умовах експлуатації засобів транспорту оптимальних параметрів транспортного вузла з використанням програмного модуля AnyLogic / Н. В. Володарец // Автомобіле- і тракторобудування: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції / Білоруський національний технічний університет; редкол. : відп. ред. Д. В. Капській [и др.]. - Мінськ: БНТУ, 2018. - Т. 2. - С. 33-35.
5. Волков, В.П. Моделирование транспортных и дорожных условий эксплуатации транспортной техники / В.П. Волков, И.В. Грицук, М.В. Володарец, Т.В. Волкова, Д.С. Погорлецкий // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2018. – № 14. - С. 147-155.
6. Volodarets, M., Gritsuk, I., Chygyryk, N., Belousov, E. et al., "Optimization of Vehicle Operating Conditions by Using Simulation Modeling Software," SAE Technical Paper 2019-01-0099, 2019, doi:10.4271/2019-01-0099.

Секція 3

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ ТРАНСПОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

ДОСЛІДЖЕННЯ СУЧАСНИХ ЗАСОБІВ ВДОСКОНАЛЕННЯ МАНЕВРЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ БУКСИРА

Яглицький Ю.К., Тітов М.В.

Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
Україна

Вступ. Важливу роль у провідці суден через вузькості, при заході та виході з порту, буксируванні й доставці пошкоджених суден у порт, а також при забезпеченні безпечного маневрування в порту, грають такі судна технічного флоту як буксири. На даний час буксирний флот, що виконує функції суден транспортного і допоміжного призначення, досяг значних потужностей і високої досконалості. Проте, у більшості випадків робота, яка виконується буксирними суднами, пов'язана з високим ступенем ризику навігаційних аварій. Щоб уникнути їх, судноводії повинні досконально знати навігаційні якості та маневрові елементи свого судна [1].

Актуальність досліджень. Щоб уникнути ризику навігаційних аварій, судноводії повинні чітко уявляти собі, як судно зреагує на ту чи іншу керуючу дію за певних обставин. Особливий акцент робиться на ситуаціях, при яких необхідно різко скоротити гальмівний шлях (діаметр циркуляції) або відновити керованість судна, яку воно втратило внаслідок впливу зовнішніх сил або через будь-яку несправність. Вирішенню даної проблеми присвячено багато робіт [1-3], питаннями поліпшення керованості судна (буксира) в різних умовах плавання займається значна кількість дослідницьких закладів.

Постановка задачі. В рамках існуючих нормативних документів роботу, яка виконується буксирними суднами, слід розглядати як вирішення системного завдання, основною метою якого є мінімізація кількості експлуатаційних і навігаційних небезпек, здатних перерости в аварійні ситуації. Схематизація такого завдання повинна ґрунтуватися на адекватно заданих моделях морського середовища, буксира і об'єкта, з яким виконуються необхідні заходи. Обов'язково треба враховувати технічні засоби буксира, що забезпечують маневреність і особливості поведінки «людського елемента» при прийнятті рішень з управління операцією. У даній роботі розглянуті технічні засоби буксира, що забезпечують маневреність.

Результати досліджень. При проектуванні і будівництві буксирного флоту застосовуються найсучасніші методи: модельні випробування в дослідному басейні, тривимірне проектування зі створенням інформаційної виробничої моделі судна, агрегування механізмів, виготовлення труб за ескізами, складання суден під дахом з фарбуванням всього корпусу в спеціалізованій фарбувальній камері першокласними фарбами, панельне декоративне зашивання, вбудовані модульні санітарні блоки, «плаваючі» настили житлових і службових приміщень для зниження рівня шуму і вібрації, повна автоматизація управління з макетуванням навігаційної рубки під індивідуальні вимоги замовника і т. д. Але на стадії проектування маневрені елементи судна (керованість) зазвичай привертають недостатньо уваги. Основна причина цього полягає в нестачі нормативів з маневрових характеристик [1], які необхідні при конструюванні і побудові, тому деякі судна в експлуатації мають низькі маневрені якості, що призводить до аварій і забруднення морського середовища.

Керованість суден буксирного типу об'єднує дві протилежні за своєю природою якості судна - стійкість на курсі і поворотність. Одним із шляхів вирішення проблеми поліпшення керованості судна є створення рушійно-рульового комплексу, більш ефективного, ніж сучасні.

В даний час на багатьох суднах для поліпшення маневрених характеристик використовуються системи активного управління (САУ), які дозволяють створювати силу тяги

в напрямках, відмінних від напрямку діаметральної площини судна [2, 3]. До них відносяться: активні рулі, підрулюючі пристрої, поворотні гвинтові колонки і роздільні поворотні насадки, крильчасті рушії.

Активні рулі. В якості активних рулів останнім часом набули поширення електрорушійні системи Azipod (Azimuth Pod - азимутальна гондола). Азимутальні пристрої складаються зі звичайних гвинтів, обладнаних поворотними насадками, які можуть обертатися на 360° для надання тяги у будь-якому напрямку без використання рулів, що значно підвищує керованість судна. Найбільш поширена конструкція, що отримала назву «Z-Drive» завдяки особливості валу, який горизонтальний на виході з двигуна, вертикальний по відношенню до корпусу і знову горизонтальний на маточині гвинта, в цілому утворює собою форму, подібну букві «Z». Також встановлюються конструкції типу «L-Drive».

До переваг Azipod відносяться: зменшується витрата палива на 10-20%; зменшується вібрація корпусу судна; ефект кавітації знижується через те, що діаметр гребного гвинта менше; відсутній резонанс гребного гвинта.

З розвитком азиподів з'явилися «азимутальні буксири» з кормовим розташуванням азиподів (Azimuthing stern-drive tug - ASD). Вони подібні традиційним двогвинтовим буксирам, проте звичайний гвинт і гребний вал замінені на азимутальні гвинторулеві пристрої.

Підрулюючі пристрої (ПУ). Необхідність створення ефективних засобів управління носовою кінцівкою призвела до обладнання суден підрулюючими пристроями. ПУ створюють силу тяги в напрямку, який перпендикулярний діаметральній площині судна незалежно від роботи головних рушіїв і рульового пристрою. У поєднанні з гвинтом і кермом ПУ забезпечують високу маневреність судна: можливість розвороту на місці при відсутності ходу, при цьому центр обертання розташовується позаду ЦТ судна на відстані, яка приблизно дорівнює 0,15 довжини судна; відхід або підхід до причалу практично лагом. При русі судна малими швидкостями спільна робота гвинта, керма і ПУ забезпечує високу поворотність, оскільки сила тяги ПУ може створювати додатковий момент, що сприяє розвороту судна в ту або іншу сторону.

Роздільні поворотні насадки (РПН). Поворотна насадка - це сталеве кільце, профіль якого представляє елемент крила. Площа вхідного отвору насадки більше площі вихідного. Гребний гвинт розташовується в найбільш вузькому її перетині. Тому збільшується швидкість протікання рідини через перетин гвинта і, отже, підвищується його ККД. Поворотна насадка встановлюється на балері і повертається до 40° на кожен борт, замінюючи кермо, причому в цій якості насадка має більшу ефективність, ніж звичайне кермо, оскільки бічна сила, що повертає судно, створюється за рахунок зміни напрямку сили тяги гвинта, яка істотно більше бічної сили керма. РПН встановлюються на двогвинтових суднах і мають конструкцію приводу, що дозволяє виконувати роздільну їх перекладку. РПН встановлені на багатьох буксирних суднах і забезпечують їх достатньо високі маневрені характеристики.

Крильчасті рушії (КР). Застосовуються в якості основного рушія на буксирах. КР дозволяє створювати силу тяги у будь-якому напрямку і змінювати її величину. Конструктивно КР являє собою диск з вертикальною віссю обертання, який розміщений в днищевій частині корпусу, з встановленими вертикальними поворотними лопатями (від чотирьох до восьми). У воді знаходяться тільки лопаті, а механізми обертання диска і повороту лопатей розміщені всередині корпусу буксира. КР поєднує в собі функції гвинта і керма, а достатня поворотність судна забезпечується зміною напрямку сили тяги. Буксири, які оснащені КР, володіють значними гальмівними якостями. Час гальмування у них значно менше, ніж у суден з гребними гвинтами, а довжина гальмівного шляху не перевершує довжини корпусу.

В останній час декілька передових компаній, що займаються морським інжинірингом (Robert Allan Ltd і Svitzer & Rolls-Royce), а також розробкою безпілотних технологій, заявили про розробку буксирів без екіпажу, які керуються дистанційно.

RAmora - провідне судно нової серії телекерованих буксирів в компанії Robert Allan Ltd [4]. Заснований на платформі типу RAVE (Rapid assessment visual expedition), буксир RAmora має високу маневреність й оснащений передовою системою управління, отриманою з ROV (remote operated vehicle) / AUV (autonomous underwater vehicle) і повітряних безпілотних літальних апаратів (БПЛА). RAmora спроектований так, що ним легко керувати за допомогою бездротового зв'язку з безпечного місця на сусідньому судні, підтримуючи рівень контролю, який не відрізняється від присутності на борту.

Компанії Svitzer і Rolls-Royce представили дистанційно кероване судно [5], яке оснащено динамічною системою позиціонування, розробленою інженерною компанією Rolls-Royce. На судні встановлені також різні типи сенсорів і спеціальне програмне забезпечення. Інформація, яка отримується за допомогою сенсорних датчиків, надходить у віддалений оперативний центр (Remote Operating Centre - ROC), звідки капітан управляє судном. Передбачається, що для управління суднами в такому центрі будуть використовувати інтерактивні екрани, дронів-спостерігачів, системи розпізнавання голосу і голограми.

Висновки. Основними напрямками вдосконалення маневрених характеристик буксирів в сучасних умовах є розробка нових технологій (рушійні комплекси типу Azipod у сукупності з носовим підрулюючим пристроєм), впровадження стандартів маневреності й комплексів дистанційного судноводіння, які дозволять в значній мірі автоматизувати основні буксирувальні операції.

Крім того, йде розробка інноваційних безпілотних проектів буксирів, які будуть більш компактними і підвищать ефективність та безпеку роботи.

ЛІТЕРАТУРА

1. Руководство по определению маневренных характеристик судов. Российский морской регистр судоходства, 2005.
2. Вагущенко Л.Л., Цымбал Н.Н. «Системы автоматического управления движением судна». - Одесса, «Феникс», 2007. – 376 с.
3. Вагущенко Л.Л., Вагущенко А.Л., Заичко С.И. «Бортовые автоматизированные системы контроля мореходности». - Одесса, «Феникс», 2005. – 274 с.
4. Офіційний сайт компанії Robert Allan Ltd. Режим доступу: <https://ral.ca/>
5. Інтернет посилання. Режим доступу: <http://www.i-mash.ru>.

МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВЗ З ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ НАСОСУ

Євсєєва Н.О., Сухонос Р.Ф.

Національний університет «Запорізька політехніка», Україна

Вступ. Система охолодження сучасного двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) являє собою складну гідродинамічну систему, від працездатності якої залежить нормальне функціонування ДВЗ в цілому. Вона призначена для підтримки відповідного теплового режиму роботи двигуна шляхом примусового відводу теплоти від більш нагрітих частин двигуна і передачі її навколишньому середовищу. Вона запобігає перегріву двигуна, а також не допускає його переохолодження [1–4].

Сучасні методи проектування будь-якої гідравлічної системи засновані на докладних знаннях про процеси, що протікають в розглянутих системах. Такими знаннями служить математична модель і опис системи.

Моделювання системи особливо важливо – це швидше і дешевше, ніж проводити фізичний експеримент. Отримані результати математичного моделювання можуть бути використані для оптимізації системи, визначення режимів експлуатації, причин можливих відмов. Прийнятою при аналізі стала система охолодження ДВЗ з насосом охолоджуючої рідини (ОР) з механічним приводом та з приводом від електродвигуна.

Актуальність дослідження. Результати науково-дослідних робіт з ДВЗ інколи дуже незначні і не дозволяють визначити характер і динаміку зміни досліджуваного параметра в залежності від змінного. Запропонована математична модель і графічні залежності параметрів системи охолодження дозволяють отримати результати аналогічні тим, до яких приходять при проведенні випробувань на стендових установках. Моделювання з використанням комп'ютерних технологій значно скорочується час на отримання необхідної інформації і не зажадає великих матеріальних витрат, що прискорить прийняття рішень при проектуванні систем охолодження.

Мета і завдання дослідження. За мету даного дослідження взято вивчення процесів, які протікають в системі охолодження ДВЗ під час прогріву, та побудову математичної моделі цих процесів.

Результати досліджень. За основу для розрахунків та моделювання системи охолодження взято дані інженерів фірми ElringKlinger Motortechnik [5], які проводили стендові випробування двигунів легкових автомобілів Opel і Ford, що працювали у міському та змішаному циклах (див. рис. 1).

На рисунку 1 представлено графіки наростання температури ОР для ДВЗ, оснащеного традиційною системою охолодження з керуванням рухом ОР за великим і малим колами термостатом та механічним приводом насоса (лінія 2), та для ДВЗ, що не має термостата, та в якому рух ОР задається насосом з електроприводом, що керується електронним блоком керування (лінія 3). Згідно [5], модернізована система охолодження скорочує час прогріву двигуна до робочої температури, чим забезпечує економію палива.

Проведено регресійний аналіз та знайдено поліноміальні функції 2 порядку, що моделюють роботу системи охолодження 4-тактного бензинового ДВЗ на режимі прогріву: для ДВЗ традиційної конструкції $T = -0.0061t^2 + 1,6131t - 0,6071$; для ДВЗ з електроприводом насоса охолоджуючої рідини $T = -0.0049t^2 + 1,6677t + 3,1734$. За допомогою функції «Лінія тренду» комп'ютерної програми MS Excel отримано ті ж функції, побудовано графік залежності прогріву двигуна від часу його роботи (рис. 2).

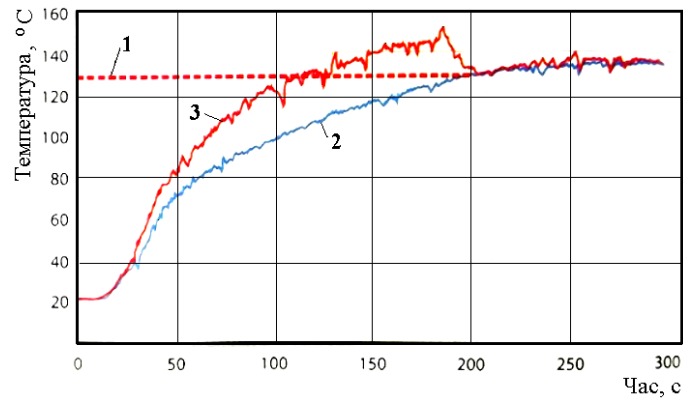


Рисунок 1. Графік наростання температури ОР при прогріві ДВЗ: 1 – температура включення насоса ОР; 2 – температура для серійної системи охолодження; 3 – температура для модернізованої системи охолодження

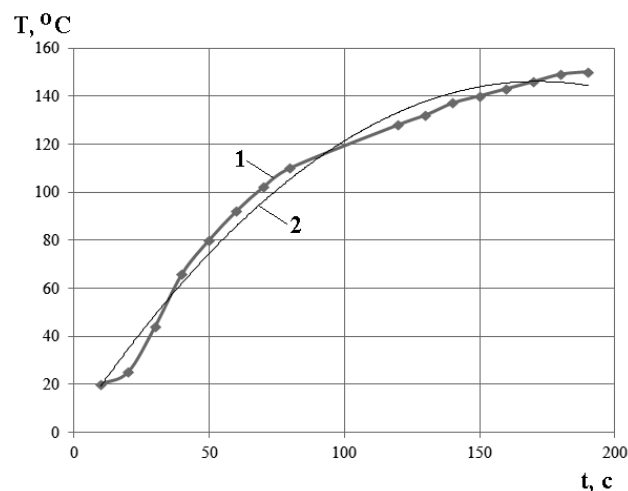


Рисунок 2. Залежність температури ОР ДВЗ з електроприводом насоса від часу роботи: 1 – експериментальні дані [5]; 2 – знайдена функція

Висновки. За результатами роботи можна зробити висновок, що комп'ютерна програма MS Excel дозволяє скоротити час на обробку експериментальних даних щодо прогріву ОР системи охолодження ДВЗ. У двигуна з електроприводом насоса охолоджуючої рідини час її прогріву скорочується на 75 с.

ЛІТЕРАТУРА

1. Абрамчук Ф.І. Автомобільні двигуни. Підруч. для студентів спец. вищ. навч. закладів [Текст] / Ф.І. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов. – К.: Арістей, 2004. – 438 с.
2. Вырубов Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник для втузов [Текст] / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
3. Мельников И.В. Грузовые автомобили. Системы охлаждения и смазки [Электронный ресурс] / И.В. Мельников, 2013. – Режим доступа: <https://www.livelib.ru/work/1004351401-gruzovye-avtomobili-sistemy-ohlazhdeniya-i-smazki>
4. Данов Б.А., Титов Е.И. Электронное оборудование иностранных автомобилей. Системы управления двигателем. [Текст] / Б.А. Данов, Е.И. Титов. – М.: Транспорт, 1998. – 76 с
5. Электрическая помпа системы охлаждения // [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: <http://suvorov-castom.ru/elektricheskaya-pompa-sistemy-oxlazhdeniya-legko/>

ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ В УСЛОВИЯХ КОМБИНИРОВАННОГО НАГРУЖЕНИЯ ПО ДАННЫМ АКУСТИКО-ЭМИССИОННЫХ ИЗМЕРЕНИЙ

¹Марасанов В.В., ¹Степанчиков Д.М., ²Шарко А.В., ¹Шарко А.А.

¹Херсонский национальный технический университет, Украина

²Херсонская государственная морская академия, Украина

В процессе эксплуатации металлические конструкции подвергаются воздействию сжимающих, сгибающих, растягивающих, статических и циклических нагрузок, создающих сложное неоднородное состояние материала. Интенсивность использования оборудования, нарушение правил эксплуатации, циклические знакопеременные тепловые и другие влияния, учесть которые невозможно, приводят к неопределенности характера и величины нагрузок. Причиной многих аварий, происходящих при эксплуатации металлических конструкций являются не напряжения от внешних нагрузок, а остаточные напряжения.

Остаточный ресурс оборудования – суммарная наработка оборудования от момента проведения контроля технического состояния до перехода в предельное состояние. Задача идентификации состояния и определения остаточного ресурса металлических конструкций в процессе эксплуатации предусматривает наблюдение за изменением механических свойств материалов при накоплении повреждений.

Представлена методология определения остаточного ресурса металлических образцов в условиях комбинированной деформации по данным акустико-эмиссионных измерений. Исследована возможность применения метода акустической эмиссии для идентификации параметров состояния металлических конструкций в условиях комбинированных нагрузок осевого растяжения и поперечного четырехточечного изгиба по характеру акустико-эмиссионного сигнала при нагружении. Дискретные представления акустического сигнала представлены их полиномиальной аппроксимацией. Построены графические поверхности несущей способности рабочих состояний и отказов в виде совокупности нагрузок, приводящих материал к разрушению. Количественно определены значения запаса прочности в координатах механического напряжения и плотности акустико-эмиссионных сигналов для металлических образцов из стали СтЗсп.

Рассматривается элемент конструкции, изготовленный из стали СтЗсп, который подвержен одновременному действию продольной растягивающей и поперечной изгибающих сил (рис.1).

Аналитически запас прочности λ представляет собой выражение:

$$\lambda = \frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_{иА}} \left[-\frac{1}{2} \frac{\sigma_{0.2} \sigma_{рА}}{\sigma_{В} \sigma_{иА}} + \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{\sigma_{0.2} \sigma_{рА}}{\sigma_{В} \sigma_{иА}} \right)^2 + 1} \right]$$

где $\sigma_{В}$ – предел прочности,

$\sigma_{0.2}$ – предел текучести,

$\sigma_{рА}$ – прочность материала в точке А нагрузочной приком при растяжении

$\sigma_{иА}$ – прочность материала в точке А нагрузочной кривой при изгибе

Полученные аппроксимации экспериментальных зависимостей механического напряжения от плотности АЭ сигналов для деформации растяжения $\sigma_p(N_p)$ и изгиба $\sigma_{и}(N_{и})$ в

образцах из стали СтЗсп (1,2) позволяют представить график, изображенный на рис.2 в координатах плотности фиксируемых АЭ сигналов. Для этого необходимо решить уравнение относительно плотности АЭ сигналов:

$$\left(\frac{\sigma_{и}(N_{и})}{\sigma_{0,2}} \right)^2 + \frac{\sigma_{р}(N_{р})}{\sigma_{В}} = 1$$

где $N_{р}$ и $N_{и}$ – плотности АЭ сигналов при деформациях растяжения и изгиба соответственно.

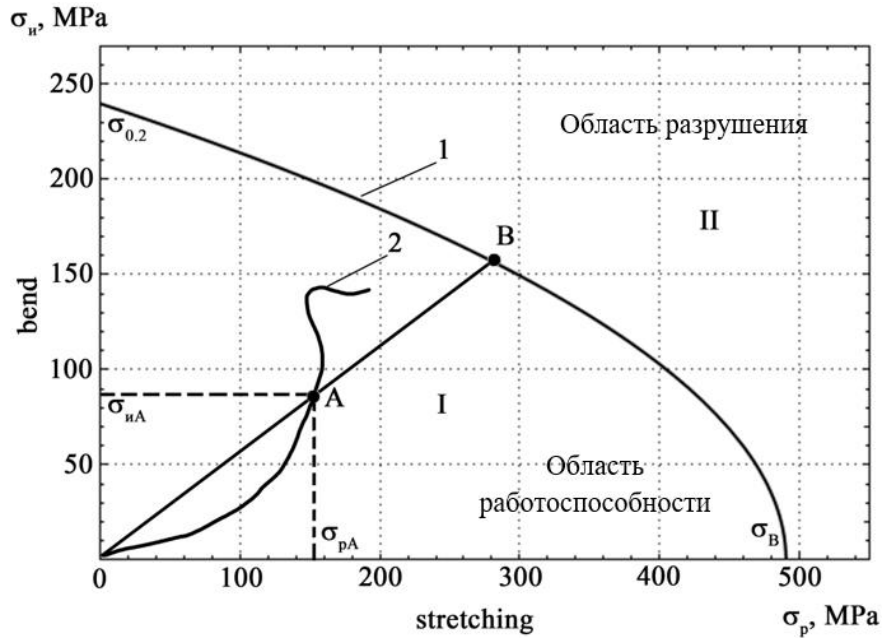


Рисунок 1. Графическая интерпретация запаса прочности в координатах механического напряжения: 1 – границная кривая 2 – траектория нагружения

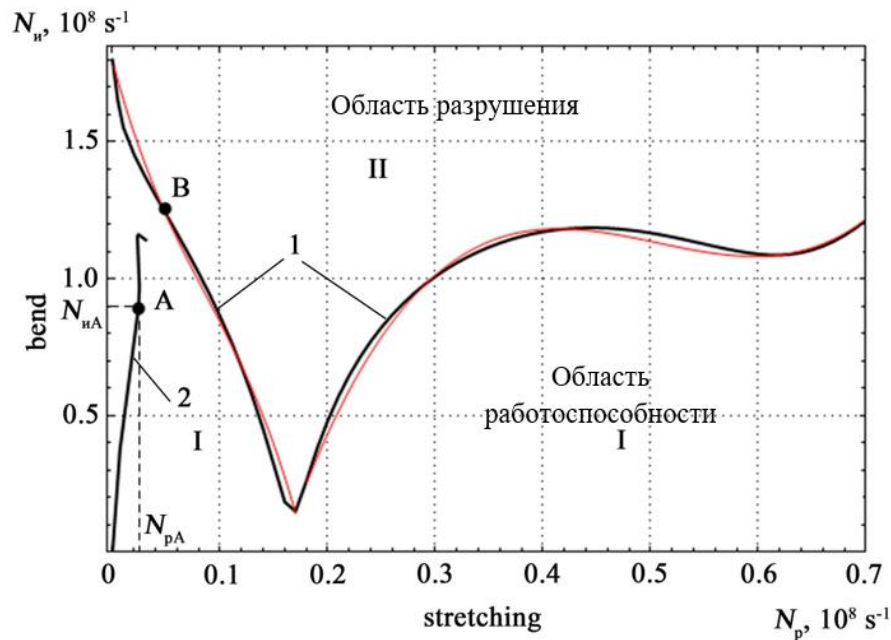


Рисунок 2. Графическая интерпретация запаса прочности в координатах плотности АЭ сигналов

Оценка остаточного ресурса в условиях комбинированных нагрузок в процессе эксплуатации металлических конструкций на основе АЭ измерений позволяет обходиться одним типом датчиков, что является несомненным преимуществом метода. Данный подход существенно упрощает процедуру оценки остаточного ресурса металлических конструкций в условиях эксплуатации, а также позволяет автоматизировать процесс расчетов.

Разработанный метод определения остаточного ресурса металлоконструкций при одновременном действии продольной растягивающей и поперечной изгибающей сил, основанный на вычислении коэффициента запаса прочности в точках траектории нагружения позволяет отделить область работоспособности состояний от области отказов и позволяет определить пригодности конструкций в дальнейшей эксплуатации.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ ДЕТАЛЯМИ СУДНОВОЇ РУЛЬОВОЇ МАШИНИ ПЛУНЖЕРНОГО ТИПУ

¹Проценко В.О., ²Білоконь А.О.

¹Херсонська державна морська академія, Україна

²«Marlow Navigation», Україна

Гідравлічні рульові машини (ГРМ) з плунжерним приводом набули широкого розповсюдження завдяки своїм перевагам у порівнянні з машинами, що мають поршневий чи лопатевий привід, основною серед яких є висока навантажувальна здатність. Відомі розрахункові моделі силової взаємодії та передавання навантаження деталями плунжерних ГРМ дещо ідеалізовані. Зокрема відзначено [1-3], що одним із основних недоліків таких машин є низький механічний ККД, але при виведенні виразу для обчислення втрат на тертя при роботі машини вважається, що поперечне навантаження, яке діє на плунжер з боку румпеля повністю сприймається напрямною балкою. Таке припущення, крім внесення похибок в модель виникнення тертя у важільній системі ГРМ, виключає розроблення точної розрахункової моделі міцності як плунжера так і напрямної, точного представлення про механізм тертя і зношування плунжерних втулок. Викладені факти сформували мету роботи – встановити долю поперечного навантаження, яке в ГРМ плунжерного типу здатна сприйняти напрямна балка.

Для спрощення процесу досягнення мети було прийнято ряд припущень:

- деформування плунжерів та напрямних відбувається в межах границі пружності їх матеріалів, вони мають незмінний по довжині момент інерції перерізу;
- контактними деформаціями і зазорами в місцях контакту плунжера з втулкою та напрямною можна знехтувати;
- напрямна закріплена на рамі машини обома кінцями жорстко, а плунжер обома кінцями шарнірно, і умови їх закріплення протягом прикладання навантаження незмінні.

Плунжер і напрямна при дії на них поперечного навантаження утворюють статично невизначену систему, розподіл навантаження між стрижнями якої належить вивчити. Встановлені припущення дають можливість скласти розрахункову схему, де плунжер вважається балкою на шарнірних опорах, а напрямна - балкою із жорстко защемленими обома кінцями (рис. 1).

Сума зусиль, що їх сприймають плунжер F_p та напрямна F_g , є поперечною силою F_l , яка діє на плунжер з боку повзуна та румпеля і викликана гідродинамічним моментом на стерні, що його через румпель та балер повертає машина. Умова сумісності деформування плунжера та направляючої записується у вигляді рівності їх деформацій, що в результаті дає систему (1).

$$\begin{cases} F_l = F_p + F_g; \\ \delta_p = \delta_g. \end{cases} \quad (1)$$

Деформації плунжера та напрямної за прийнятої розрахункової схеми запишуться наступним чином [4-6]

$$\delta_p = F_p \frac{(L - L_1)^2 L_1^2}{3EJ_p L} = F_p \lambda_p; \quad (2)$$

$$\delta_g = F_g \frac{(L - L_1)^3 L_1^3}{3EJ_g L^3} = F_g \lambda_g, \quad (3)$$

де E – модуль пружності матеріалу плунжера та напрямної;
 J_p та J_g – моменти інерції поперечного перерізу плунжера та напрямної відповідно;
 λ_p та λ_g – лінійні піддатливості плунжера та напрямної відповідно.

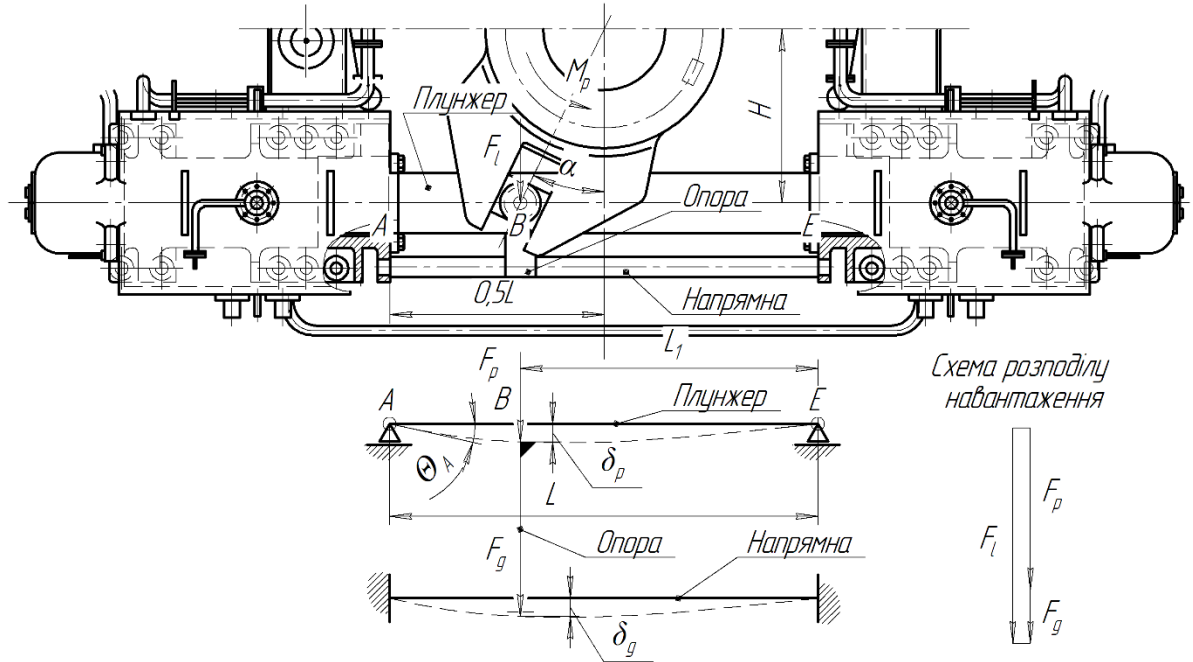


Рисунок 1. Розрахункова схема плунжерної ГРМ

Розв'язання системи (1) дає вираз (4) для поперечного навантаження плунжера.

$$F_p = \frac{F_i}{1 + \lambda_p / \lambda_g} \quad (4)$$

Кількісний аналіз розподілу поперечного навантаження між плунжером та напрямною виконаємо на прикладі румпельної машини YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 фірми Mitsubishi Heavy Industries, що розвиває максимальний момент на балері 3432 кН·м. Її основні геометричні параметри наступні: діаметр плунжера та його втулок $d_p = 300$ мм, напрямна циліндрична, її діаметр $d_g = 100$ мм, відстань між циліндрами $L = 2100$ мм, між осями плунжерів $2H = 1700$ мм. Плунжер та напрямна сталеві, $E = 2,1 \times 10^5$ МПа. Відстань L_1 до точки B прикладення поперечної сили (рис. 1) при цьому обчислюється за виразом (5), а поперечне зусилля, яке сприймають плунжер і напрямна за виразом (6), момент інерції перерізу плунжера та втулки обчислюватимемо як $J_i \approx 0,05d^4$.

$$L_1 = 0,5L + Htg\alpha; \quad (5)$$

$$F_i = F_i \sin\alpha = \frac{M_t}{2H} \sin\alpha, \quad (6)$$

де α – кут повороту румпеля;

M_t – момент на румпелі.

Роботу машини-прототипа розглядатимемо у припущенні її встановлення на контейнеровозі місткістю 2842 TEU ($DWT = 39374$ т, $L = 222$ м, $B = 30$ м, $V = 22,6$ вуз), для якого було обчислено [1] момент на румпелі (рис. 2) при кутах перекладки стерна $0...35^\circ$.

Ефективність роботи напрямної по розвантаженню плунжера оцінюватимемо за рахунок обчислення коефіцієнта завантаження напрямної $K_{gl} = F_g / F_l$.

Результати розрахунків представлені на рис. 3, що демонструє залежність коефіцієнта K_{gl} від кута повороту стерна α (тут вважали, що зазор посадки плунжера у втулці становить $0,90 \times 2Z_{lim} = 0,675$ мм, що відповідає експлуатації рульової машини з частково зношеними втулками і допускається існуючими нормами [7]). На цьому-ж графіку подано залежність зміни кутового зазора в опорі A ($\Delta\theta_A = \theta_{max} - \theta_A$), що доводить коректність застосування прийнятої розрахункової схеми, оскільки цей зазор більший за нуль при всіх α . Аналіз графіка на рис. 3 говорить про те, що протягом перекидання стерна з діаметральної площини на борт напрямна сприймає лише 4,7...6,8% поперечного навантаження.



Рисунок 2. Графік залежності моменту на румпелі від кута перекидання стерна

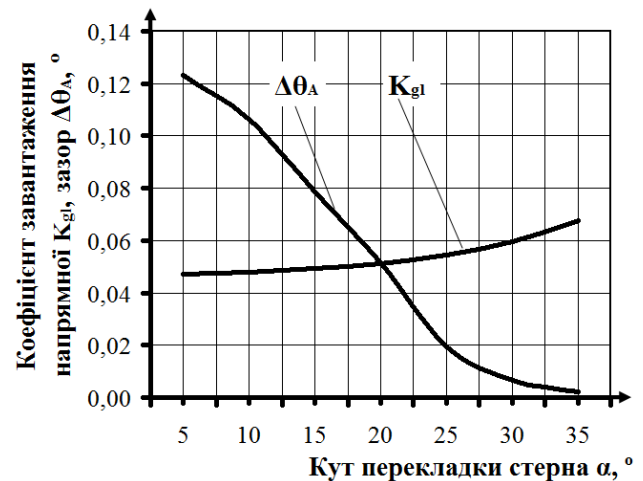


Рисунок 3. Графік залежності коефіцієнта завантаження напрямної від кута перекидання стерна

Таким чином, в результаті виконання роботи теоретично досліджено процес сприйняття поперечного навантаження плунжером та напрямною суднової гідравлічної рульової машини плунжерного типу. На прикладі ГРМ YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2, показано, що напрямна в процесі перекидання стерна з діаметральної площини на борт може сприймати лише 4,7...6,8% поперечного навантаження, тому з точки зору розвантаження плунжерів цей елемент конструкції плунжерних ГРМ не є ефективним.

Напрямки подальших досліджень:

- вивчення розподілу навантаження між плунжером та напрямною з урахуванням зазорів між плунжером і втулкою, плунжером і напрямною;
- аналіз можливості підвищення ефективності сприйняття напрямною поперечного навантаження;
- уточнення енергетичних втрат у ГРМ з урахуванням розподілу навантаження між плунжером і напрямною та пошук напрямків підвищення енергетичної ефективності;
- дослідження структури важільного механізму ГРМ і пошук напрямків зниження кількості надлишкових зв'язків;
- пошук напрямків комплексного підвищення технічного рівня ГРМ плунжерного типу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Завиша В.В. Судовые вспомогательные механизмы и системы / В.В. Завиша, Б.Г. Декин. – М.: Транспорт, 1984 – 357 с.
2. Проценко В.О. Експертиза відмови муфти насосного агрегату суднової гідравлічної рульової машини / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2013. – № 1(8) – С. 179 – 184.

3. Овчарук О.М. Обґрунтування параметрів приводу суднової рульової машини з важільною редукцією / О.М. Овчарук, В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2014. – № 2(11) – С. 185 – 196.

4. Шваб'юк В.І. Опір матеріалів / В.І. Шваб'юк. – К.: Знання, 2016. – 407 с.

5. Опір матеріалів / Гурняк Л.І., Гуцуляк Ю.В., Юзьків Т.Б. – Львів: «Новий світ – 2000», 2019. – 363 с.

6. Посацький С.Л. Опір матеріалів / С.Л. Посацький. – Львів: Видавництво Львівського університету, 1963. – 360 с.

7. Ремонт судовых гидравлических систем / В.И. Маркитантов, П.М. Милованцев, М.Я. Морозов. – М.: Транспорт, 1989. – 174 с.

АНАЛІЗ ДЖЕРЕЛ ВІДМОВИ ПАЛИВНОГО НАСОСА ВИСОКОГО ТИСКУ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ МаК М43

Проценко В.О., Бабій М.В., Настасенко В.О.
Херсонська державна морська академія, Україна

Прикладом впливу надлишкових зв'язків на процес експлуатації можуть служити руйнування підшипникових втулок роликів, що встановлені в приводі паливних насосів високого тиску (ПНВТ) суднових дизелів МаК М43, що мали місце на практиці. На одному з суден з таким головним двигуном ролики приводу ПНВТ зазнали відмов в результаті руйнування їх підшипникових втулок (рис. 1). Руйнування мало локальний характер, його зона була нерівномірно розподілена за довжиною втулки, зона найбільших руйнувань знаходилась біля одного з торців втулки, а її кутова протяжність сягала $170 \dots 180^\circ$, на другий торець ця зона не виходила. Це свідчить про наявність концентрації навантаження внаслідок кутового зміщення осей ролика та кулачка розподільчого валу. Однозначно розділити джерело таких руйнувань на ті, що мають своєю причиною похибки виготовлення і похибки монтажу навряд чи можливо, але у випадку рівномірного розподілу навантаження по довжині підшипникової втулки її знос і характер руйнування мали-б дещо інший вигляд, а її ресурс був би тривалішим.



Рисунок 1. Фотографії роликів приводу ПНВТ зі зруйнованими підшипниковими втулками

Виконаний структурний аналіз механізму приводу ПНВТ дав можливість встановити, що внаслідок недосконалості конструкції приводу ПНВТ суднового дизеля МаК М43, а саме наявності в його механізмі надлишкових зв'язків за присутності перекоосу осей ролика та паливного кулака виникає концентрація навантаження біля краю підшипникової втулки ролика, що стає причиною її руйнування. Надлишкові зв'язки унеможливають самоустановку ролика по кулачку, а відтак рівномірний розподіл навантаження по довжині підшипникової втулки. Показано також, що механізм містить два надлишкових зв'язки, які обидва розташовані в контурі, що обмежений важелем, роликом та паливним кулаком і являють собою обмеження поворотів навколо осей X та Y . Виключення надлишкових зв'язків пропонується забезпечити додаванням двох рухомостей у зазначений контур, чого можна досягти наданням поверхні катання ролика бочкоподібної форми (варіант *I*), або сполученням важеля з блоком дизеля за рахунок сферичної опори (варіант *II*).

За рахунок розрахункового та модельного (рис. 2 та рис. 3) аналізу напружено-деформованого стану пари «паливний кулак-ролик» показано, що раціональним вибором співвідношення радіусів ролика та його бочкоподібної поверхні катання можна досягти допустимих значень контактних напружень в парі «паливний кулак-ролик» на рівні

2000...2200 МПа, що ілюструє резерви застосування варіанту I для двигунів, що знаходяться в експлуатації.

Варіант II має резерв для використання при створенні нових конструкцій дизелів, оскільки потребує значної зміни конструкції важеля та його опори.

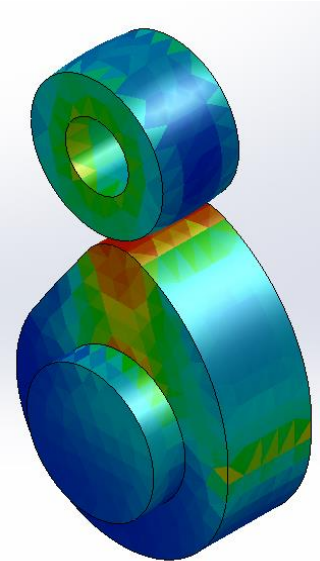


Рисунок 2 –
Напружений стан
деталей пари
«паливний кулак-
ролик» (SolidWorks)

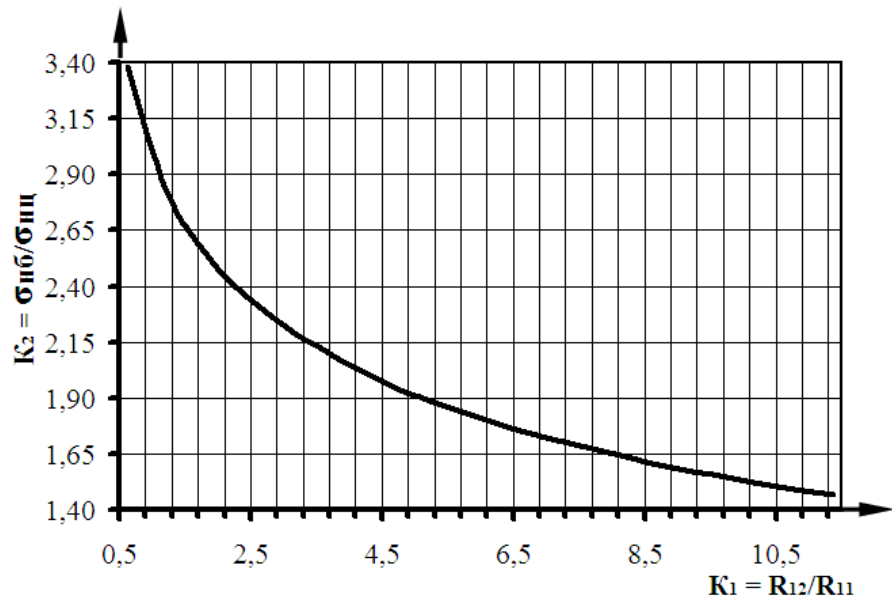


Рисунок 3 – Графік залежності контактних напружень в парі «паливний кулак-ролик» від співвідношення радіусів ролика та його робочої поверхні в осьовому перерізі

ЛІТЕРАТУРА

1. Atarer F., Korkmaz K., Kiper G. (2017). Design alternatives of network of Altmann linkages. *International Journal of Computational Methods and Experimental Measurements*, 5(4), 495 – 503.
2. Самойленко Л.К. Про структуру механізму колодкового гальма і підвищення його надійності / Л.К. Самойленко, В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонського державного морського інституту. – Херсон: ХДМІ. – 2010. – № 2(3) – С. 211 – 216.
3. Проценко В.О. Аналіз відмов та напрямки удосконалення відцентрових муфт сепараторів суднових енергетичних установок / В.О. Проценко, Л.К. Самойленко, М.В. Бабій // Підійомно-транспортна техніка. Науково-технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2016. – №3 – С. 59 – 71.
4. Машнев М.М. Теория механизмов и машин и детали машин / М.М. Машнев, Е.Я. Красковский, П.А. Лебедев. – Л.: Машиностроение, 1980. – 512 с.
5. Корнілов О.А. Опір матеріалів. – К.: Логос, 2002. – 562 с.
6. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев – Киев: Наук, думка, 1988. – 736 с.
7. Чаюн И.М. Сопротивление материалов / И.М. Чаюн. – Одесса: Издательство «Optimum», 2013. – 376 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВИКОРИСТАННЯ МАЛИХ ДОМІШОК ВОДНЮ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ТА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА 6ЧН20/28

¹Тимошевський Б.Г., ¹Ткач М.Р., ²Шалапко Д.О.

¹Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

²Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Моделювання робочого процесу дизельного двигуна, що працює з використанням малих домішок водню до основного палива, уможливує подальше встановлення закономірностей, уточнити процеси впливу використання малих домішок водню до основного палива на основні параметри робочого циклу, а також оцінити раціональні межі зміни показників ДВЗ. Згідно з результатами моделювання отримана можливість визначити подальші шляхи підвищення паливної ефективності, потужності та екологічності двигунів.

Двигун 6ЧН20/28 фірми «Wartsila» в судновій енергетиці використовується в якості головних та допоміжних двигунів різного роду суден, та в якості дизель-генераторів сухопутних електростанцій.

Конструкція двигуна 6ЧН20/28 базується на принципі моноблочні (рис. 1). Кількість комплектуючих деталей істотно скорочено шляхом об'єднання ряду деталей в моноблоки, зовнішні трубопроводи в основному замінені на свердління в блоках.

На базі уточнених показників тепловиділення та характеристик палива було виконано математичне моделювання робочого циклу двигуна 6L20 при різному тиску водню в якості домішки. Ураховуючи експериментальні та літературні дані щодо використання додавання водню [1-3], значення коефіцієнта надлишку повітря було прийнято 2,1, кут випередження впорскування знаходиться в межах $12 \pm 1^\circ$ п.к.в.

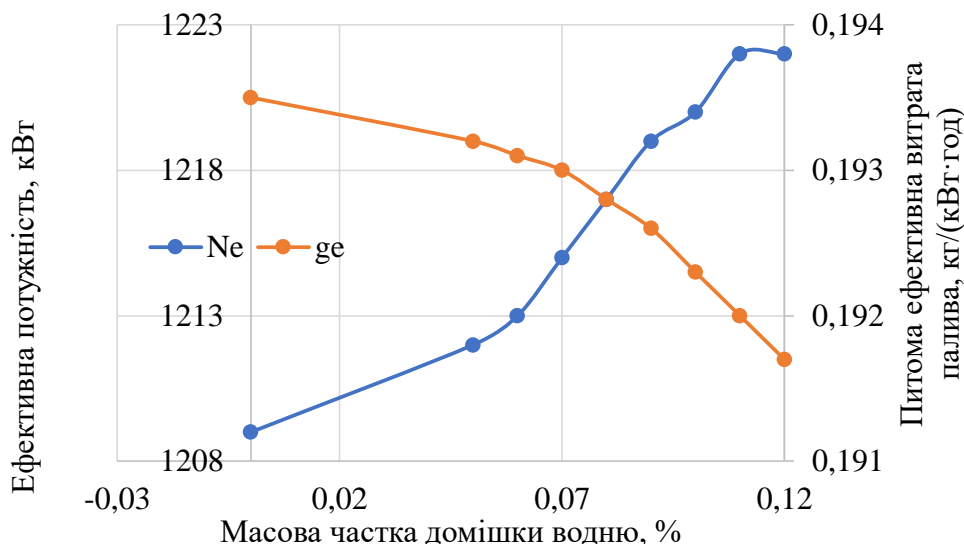


Рисунок 1. Індикаторні показники роботи двигуна 6ЧН20/28 при зміні кількості домішки водню

Зміна ефективних показників роботи двигуна 6ЧН20/28 подана на рис. 2.

Використання малих домішок водню до основного палива призводить до збільшення ефективної потужності з 1313 до 1350 кВт, при цьому відбувається зменшення індикаторної витрати палива з 178 до 173 г/(кВт·годину), при додаванні 0,11% водневої домішки (по масі).

При цьому збільшення потужності складе 2,8%, а зменшення питомої індикаторної витрати палива 2,9%.

В порівнянні з двигуном 1Ч8,6/7,2 де тиск впорскування палива значно менший від двигуна 6ЧН20/28 (19,5 МПа по відношенню до 70,0±5 МПа), це свідчить що ефективність застосування малих домішок водню залежить від тиску впорскування палива та налаштування системи паливоподачі.

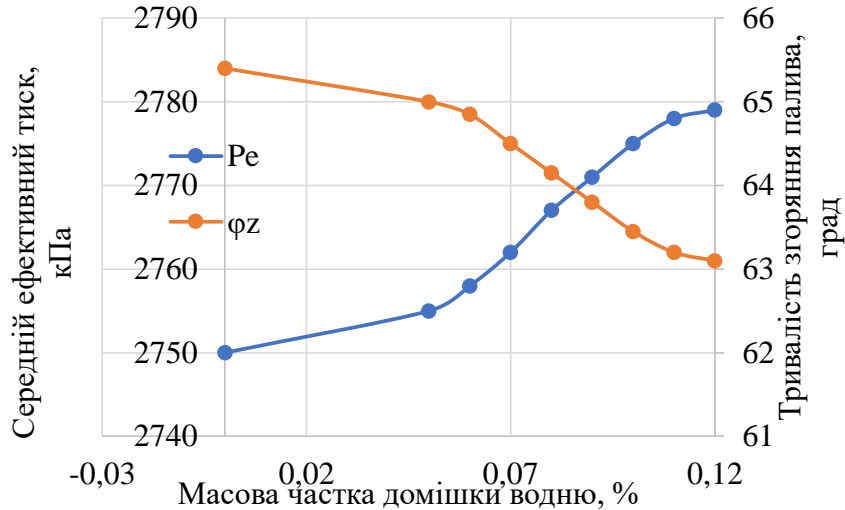


Рисунок 2. Залежність середнього діаметра крапель розпиленого палива та тривалості згоряння палива від вмісту водневої домішки

При значенні концентрації водневої домішки 0,1% за масою, відповідно отримано значення індикаторної потужності 1350 кВт, середнього індикаторного тиску 3,066 МПа та мінімум питомої індикаторної витрати палива 0,173 кг/(кВт·год).

Найбільш важливими параметрами робочого циклу двигуна при використанні малих домішок водню є тривалість згоряння φz, кут випередження запалення φоп та коефіцієнт надлишку повітря α.

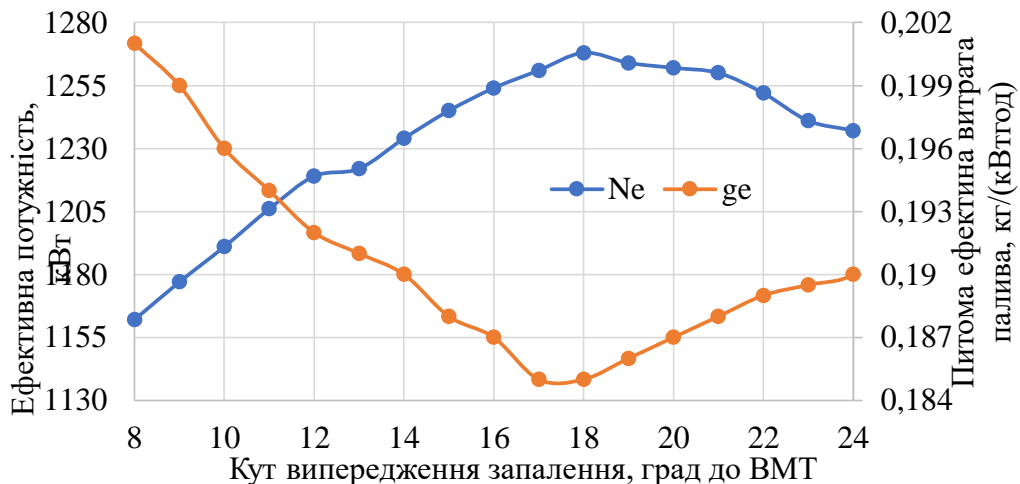


Рисунок 3. Визначення оптимального кута випередження впорскування палива при використанні малої домішки водню 0,1% по масі

Кут випередження впорскування палива відіграє суттєву роль в налаштуванні паливної апаратури дизельного двигуна. Наявність малої домішки водню призводить до пришвидшення реакції горіння палива, що дозволяє використовувати широкі межі кута випередження

впорскування палива. Корегування величини кута випередження впорскування палива у зв'язку з інтенсифікацією початкового етапу згоряння за рахунок наявності абсорбованого водню в цикловій порції палива дасть змогу без суттєвих змін в конструкції двигуна підвищити ефективність застосування водню.

Зміна кута випередження запалення в меншу сторону призводить до збільшення тривалості згоряння палива φ_z , та до зменшення максимальної температури циклу T_z . Варто відмітити, що в двигунах даного типу застосовується одна з найсучасніших систем паливоподачі з електронно керованими фазами газорозподілу, тиском впорскування та кутом випередження впорскування.

В свою чергу збільшення кута випередження впорскування призводить до скорочення тривалості згоряння за рахунок інтенсифікації процесу та більш «об'ємного» згоряння порції палива.

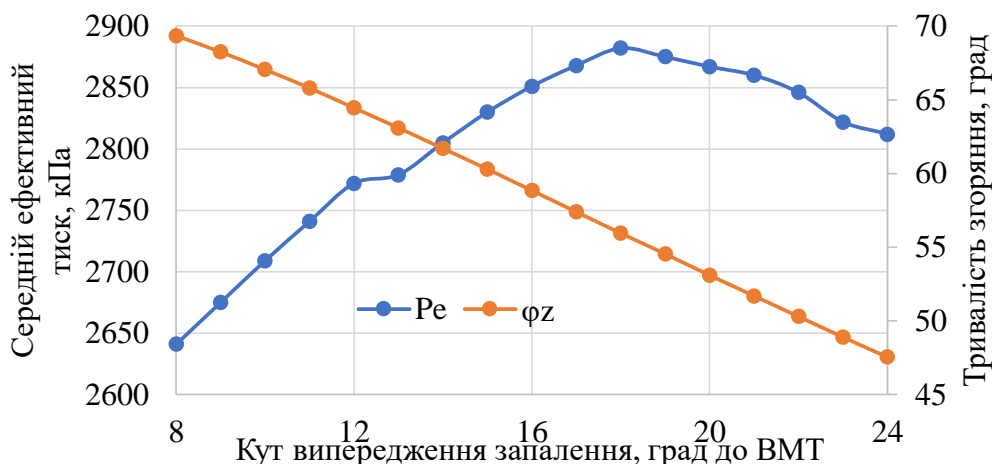


Рисунок 4. Залежність тривалості згоряння φ_z та середнього ефективного тиску P_e від кута випередження впорскування палива

Висновок. У зв'язку з прискоренням процесу згоряння палива насиченого воднем встановлено, що внаслідок покращення якості розпилу кут випередження впорскування потребує корегування. Раціональний кут випередження впорскування палива, який лежить в межах $-2...-7^\circ$ від заводських налаштувань, дозволяє підвищити ефективну потужність двигуна на $4,1...5,5\%$. Встановлено, що раціональний діапазон кількості домішок водню складає $0,05...0,12\%$ по масі, при цьому питома витрата палива зменшується на $3...4,2\%$, а потужність збільшується на $2,6...5,5\%$ в залежності від налаштувань паливної апаратури.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шалапко Д. О. Підвищення ефективності суднових двигунів внутрішнього згоряння застосуванням малих домішок водню до основного палива. – 2019.
2. А.П. Марченко Математическая модель процесса сгорания топлива в дизеле / А.П. Марченко, А.А. Осетров, О.Ю. Линьков. – Харьков: Двигатели внутреннего сгорания, НТУ ХП. – 2013. №1, с. 3-10.
3. Simulation and prediction on the performance of a vehicle's hydrogen engine / J. Ma, Y. Su, Y. Zhou, Z. Zhang // Int. J. Hydrogen Energy. – 2003. – № 28. – P. 77–89
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.

К РАСЧЕТУ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СУДОВЫХ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

Голощяпов С.С.

Херсонская государственная морская академия, Украина

Вступление. Трехфазные асинхронные машины с короткозамкнутым ротором составляют основу современного промышленного и судового электропривода. Отсутствие скользящих контактов, удобство обслуживания, надежность в эксплуатации, высокие технико-экономические показатели делают их незаменимыми в электроприводах судовых грузоподъемных механизмов, якорно-швартовых, рулевых и подруливающих устройствах.

В то же время следует отметить и недостатки таких двигателей, из которых наиболее существенными являются малоудовлетворительные регулировочные и пусковые характеристики. Поэтому актуальным является совершенствование их конструкций с целью получения, в частности, улучшенных пусковых характеристик.

Основная часть. Значительный парк асинхронных двигателей составляют судовые грузоподъемные механизмы, производительность которых, помимо скорости подъема или опускания груза, определяется также временем пуска двигателя. По литературным данным [1] время пуска определяется как разница величин пускового момента $M_{\text{пуск}}$ двигателя и момента сопротивления M_c . При этом не принимается во внимание конфигурация кривой момента двигателя, что приводит к существенной ошибке. Ниже приводится методика определения времени разгона привода при произвольной форме кривой момента.

В общем случае уравнение движения привода

$$M - M_c = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (1)$$

где M – двигательный момент,

M_c – момент сопротивления,

J – приведенный к двигателю момент инерции механизма, включая и момент инерции ротора,

ω – скорость ротора,

t – время.

Решая его, определяем время разгона (пуска) двигателя

$$t_n = J \int_0^{\omega_{\text{ном}}} \frac{1}{M - M_c} d\omega. \quad (2)$$

учитывая, что угловая скорость ω и скольжение s связаны соотношением $\omega = \omega_0(1 - s)$, $d\omega = -\omega_0 ds$; здесь ω_0 – скорость поля, постоянная величина.

Тогда время разгона определится как

$$t_n = J \int_1^{s_{\text{ном}}} \frac{\omega_0}{M - M_c} ds = J \omega_0 \cdot \frac{1}{S_{M-M_c}} \Big|_1^{s_{\text{ном}}}, \quad (3)$$

где $S_{M-M_c} \Big|_1^{s_{ном}} = M_{дин}$ - динамический момент, или площадь, заключенная под разностью кривых M и M_c .

С учетом этого время разгона определится как

$$t_n = k_{mp} J \omega_0 \cdot \frac{1}{M_{дин}}, \quad (4)$$

где $k_{mp} = 1,1 \div 1,3$ - коэффициент, учитывающий момент инерции трансмиссии.

Кривая $M = f(s)$, где s - скольжение асинхронной машины, носит резко нелинейный характер, зачастую имея явно выраженный максимум. На этой кривой всегда можно определить четыре точки:

1. Режим идеального холостого хода: $M = 0, s = 0$;
2. Номинальный режим: $M = M_{ном}, s = s_{ном}$;
3. Режим максимального момента (критическая точка): $M = M_{макс}, s = s_{кр}$;
4. Пусковой режим: $M = M_{пуск}, s = 1$.

Все эти точки определяются по паспортным данным двигателя и по каталогу; величину $s_{кр}$ можно вычислить по формуле

$$s_{кр} = s_n \cdot (k_m + \sqrt{k_m^2 - 1}), \quad (5)$$

где $k_m = M_{макс} / M_n$.

С достаточной степенью точности кривую $M = f(s)$ можно заменить кусочно-ломаной прямой, проходящей через четыре указанные точки, как показано на рис. 1.

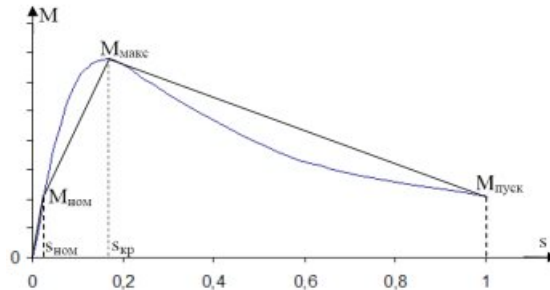


Рисунок 1. Кусочно-линейная аппроксимация кривой момента $M = f(s)$

Площадь, заключенная под кривой $M = f(s)$ на участке $s = 1$ до $s = s_{ном}$ определится как

$$M \approx \frac{M_{пуск} + M_{макс}}{2} \cdot (1 - s_{кр}) + \frac{M_{макс} + M_{ном}}{2} \cdot (s_{кр} - s_{ном}). \quad (6)$$

Если же кривая $M = f(s)$ имеет монотонный вид, что имеет место в двигателях с массивными ферромагнитными роторами (рис. 2), то площадь под кривой будет равна

$$M \approx \frac{M_{пуск} + M_1}{2} \cdot (1 - s_1) + \frac{M_1 + M_{ном}}{2} \cdot (s_1 - s_{ном}). \quad (7)$$

При этом выбор координат точки (M_1, s_1) не критичен: $s = 0,15 \div 0,3$.

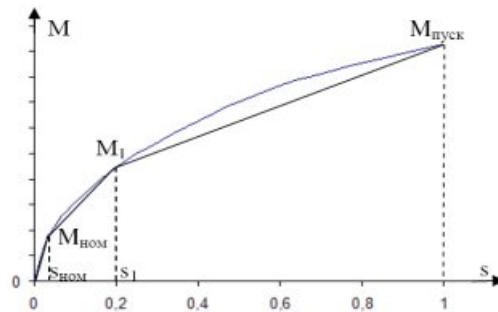


Рисунок 2. Кусочно-линейная аппроксимация кривой $M = f(s)$, имеющей монотонный характер

Расчетный анализ показывает, что традиционные двигатели, имеющие характеристику вида рис.1, имеют относительно небольшой динамический момент, что обуславливает недопустимо большое время разгона привода. При этом двигатель при разгоне до скорости 70-80% от номинальной потребляет ток на уровне пускового, обуславливая относительно длительные провалы бортового напряжения.

Поэтому, как правило, в судовых подъемных механизмах применяют широкопазные или двухклеточные двигатели, обладающие повышенным пусковым моментом и относительно небольшим пусковым током.

Альтернативой таким двигателям может служить двигатель с массивным ферромагнитным ротором, который имеет механическую характеристику, представленную на рис. 2. Омеднение ротора способствует повышению его рабочего и пускового моментов [2]. Также для улучшения рабочих характеристик двигателя возможно применение двухслойного ротора, когда на обычный ротор с беличьей клеткой насажена массивная ферромагнитная гильза.

Анализ электромагнитных процессов, происходящих в массивном ферромагнитном роторе [3] показывает, что поле вглубь ротора проникает на глубину до 12 мм даже при относительно малых ($s=0,05$) скольжениях. Поэтому можно сделать вывод, что внутреннее тело ротора в электромагнитном процессе участия не принимает, что позволяет его исключить, облегчив сам ротор и снизив, таким образом, момент инерции ротора, что уменьшает время его разгона. А, поскольку, поле внутри ротора отсутствует, нет необходимости во внутреннем ферромагнитном статоре, который обычно присутствует в двигателях с полым ротором. При этом сам ротор конструктивно может представлять собой полый толстостенный ферромагнитный стакан.

Выводы. Приведенный методика расчета динамического момента позволяет уточнить определение времени разгона асинхронного электропривода с произвольной формой кривой момента, что дает возможность оптимизировать вид механической характеристики. Применение асинхронного двигателя с массивным полым ротором в судовых механизмах позволит улучшить не только электромагнитные параметры двигателя, снизив кратность пускового тока и повысив пусковой момент, что сокращает время разгона привода, уменьшает провалы напряжения бортовой сети и их длительность, но и механические характеристики – момент инерции ротора, что также способствует уменьшению времени разгона и его длительности и снижает материалоемкость и вес двигателя. Представленная методика расчета может быть принята за основу и при анализе параметров двигателя с двухслойным ротором, сочетающем в себе высокие динамические и рабочие показатели.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чекунов К.А. Судовые электроприводы и электродвижение судов / К.А. Чекунов – Л.: Судостроение, 1989. – 464 с.
2. Ищенко И.М. Расчет асинхронного двигателя с омедненным массивным ферромагнитным ротором. / Ищенко И.М., Голощапов С.С. // Науковий вісник Херсонської державної морської академії : науковий журнал. – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2017. - №1(16). С. 121 - 125.
3. Куцевалов В.М. Вопросы теории и расчета асинхронных машин с массивными роторами / В.М. Куцевалов – М. – Л. : Энергия. 1966. 304 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ОБОРОТОВ В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВКАХ

¹Авраменко Н.Н., ¹Растегина Г.И., ²Иванов А.А.

¹Морской колледж Херсонской государственной морской академии, Украина

²Херсонская государственная морская академия, Украина

Введение. Исследование работы электронных регуляторов оборотов в судовых дизель-генераторных установках продиктовано сложной процедурой проведения настроечно-регулирующих работ в период эксплуатации регуляторов на судне. Проведение компетентной регулировки таких параметров как статизм (Droop), чувствительность (Gain), стабильность (Stability), холостой ход (IDLE), рабочая скорость (Speed), подача топлива при запуске (Starting Fuel) и настройка динамики изменения скорости (Speed Ramping) требует профессиональных знаний в области автоматического и пропорционально-интегрально-дифференциального регулирования (PID), которые обеспечивают статические и астатические характеристики для автономной и параллельной работы дизель-генераторов. Исследования дают возможность выработать ряд рекомендаций для будущих механиков и электромехаников по функции «Распределение активной и реактивной нагрузки» при статическом и астатическом регулировании с учетом оптимального расхода топлива, минимальных вредных выбросов в атмосферу и обеспечения бесперебойного электроснабжения судна.

Актуальность исследований. В настоящее время в учебной литературе хорошо раскрыты вопросы параллельной работы синхронных генераторов, распределения нагрузки, регулирования частоты в судовых электростанциях с генераторными агрегатами, снабженными гидромеханическими регуляторами частоты. На современных судах более широкое применение получили электронные регуляторы, которые обеспечивают изохронное (по астатической характеристике) регулирование частоты. Информация об электронных регуляторах частоты их поведении в режимах параллельной работы генераторов и распределении активной мощности при изохронном регулировании на достаточном уровне не изучена, что вызывает технические сложности в эксплуатации такой техники на судах. Возникает вопрос, возможно ли их применение в режиме параллельной работы и будет ли работа таких генераторов устойчивой, смогут ли эти регуляторы обеспечить статизм регуляторной характеристики приводного двигателя.

Цель исследований. Экспериментально на электронном PID контроллере скорости симулятора «Конгсберг» с параметрами $P(\text{усиление}) = 23,6$; $I(\text{интегрирование}) = 1,5 \text{ с}$; $D(\text{дифференцирование}) = 1,8 \text{ Гц}$ исследовать причины перемещения мнимо-статических регуляторных характеристик при изохронном законе регулирования скорости в динамических режимах работы при изменении нагрузки судовой электростанции.

Результаты исследований. Для стабилизации частоты тока генераторов их приводные двигатели снабжаются автоматическими регуляторами частоты (АРЧ), которые при отклонении частоты вращения вала приводного двигателя генераторного агрегата воздействуют на изменение подачи топлива. Стабилизация частоты может быть выполнена АРЧ по статическому (с наклоном) или астатическому (без наклона) законам регулирования. При астатическом (изохронном) законе регулирования частота вращения вала в установившемся режиме стабильна и не зависит от нагрузки. При статическом законе регулирования существует однозначная зависимость между нагрузкой и частотой вращения вала приводного двигателя. Частота вращения вала приводного двигателя уменьшается при увеличении тока нагрузки генератора.

Из классической теории СЭЭС известно, что параллельная работа генераторных агрегатов, снабженных астатическими автоматическими регуляторами частоты, является неустойчивой. Поэтому АРЧ, обеспечивающие работу ПД ГА по астатическим характеристикам, применяют при одиночной работе ГА [2]. Для параллельно работающих ГА применяют АРЧ статического типа, причем статизм их регуляторных характеристик должен составлять (3...5)% наклона от скорости холостого хода при 100% нагрузке генератора.

Для простых гидромеханических регуляторов скорости эта теория понятна, так как сами регуляторы имеют встроенную функцию статизма и всегда работают по статической характеристике.

Современные электронные регуляторы скорости обеспечивают изохронное регулирование частоты вращения приводного двигателя генераторного агрегата. Регулятор состоит из мощного микропроцессорного PID контроллера, приводящего в действие точный пропорциональный привод (актуатор), который соединен с рейкой управления топливоподачи в двигатель. Контроллер – это мозг системы. Он обрабатывает сигнал скорости, полученный от датчика скорости двигателя, и сравнивает его с эталонной скоростью, установленной потенциометром. Выход контроллера представляет собой широтно-импульсный сигнал для привода [3]. Контроллер имеет настройки для регулирования пропорциональной, интегральной и дифференциальной (PID) составляющих коэффициентов обратной связи. На рисунке 1 представлена структурная схема электронного регулятора частоты (governor) типа АРЕС 2000 фирмы Woodward.

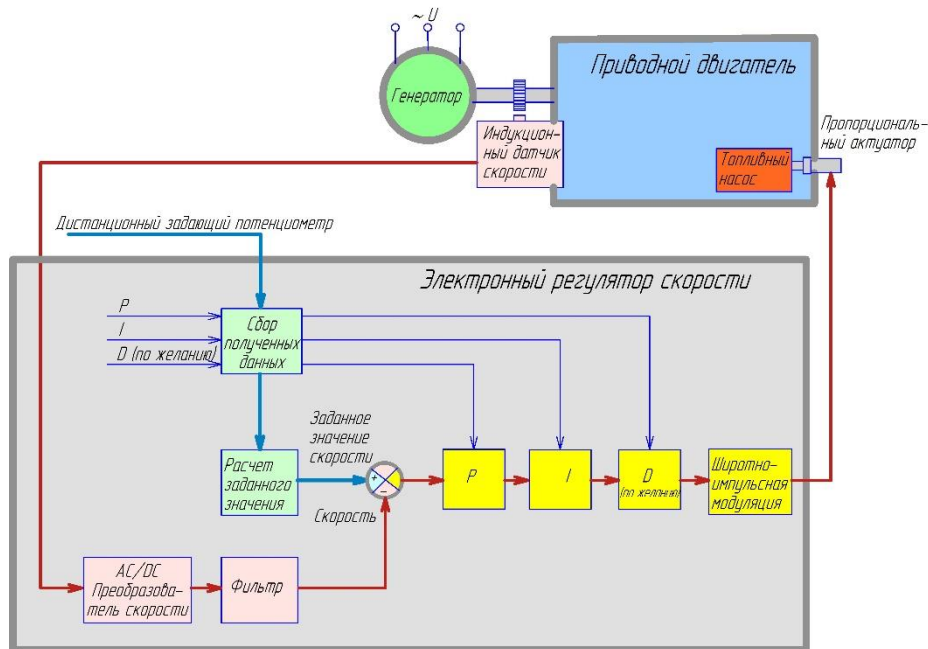


Рисунок 1. Структурная схема регулятора частоты АРЕС 2000

В таких регуляторах частоты предусмотрена функция временного (мнимого) статизма, которая действует в переходном режиме при изменении скорости или нагрузки, а затем возвращает настройку скорости в исходное состояние после окончания переходного режима и восстановления скорости двигателя. Временный статизм это своего рода компенсация прироста скорости на величину увеличения нагрузки. Стабилизация скорости при этом выполняется по астатическому (изохронному) закону. При этом мнимая статическая регуляторная характеристика приводного двигателя перемещается параллельно самой себе. Статизм этой мнимой характеристики задается коэффициентом пропорциональности

дифференцирующей составляющей PID-регулятора. Это подтверждает эксперимент, выполненный на тренажере-симуляторе машинного отделения Конгсберг MC90-V (MD111).

Исследования проводим в режиме параллельной работы дизель генераторов DG1 и DG2, каждый из которых работает в режиме автоматического управления, то есть по астатическим характеристикам. На рисунке 2 представлена схема тренажера, при этом на экран монитора выведены дополнительно два окна с текущими параметрами регуляторов скорости, слева DG1, справа DG2. Вверху каждого окна представлена структурная схема регулятора, справа настройки PID-регулятора, внизу – осциллограммы переходных процессов.

На структурной схеме приняты следующие обозначения:

base – уставка контроллера скорости базовая (обороты холостого хода);

set – уставка контроллера скорости, соответствующая активной нагрузке (обороты при соответствующей активной нагрузке);

mes – реальные обороты дизель генератора.

При работе дизель генератора DG1 с нагрузкой $E = 409,33$ кВт согласно структурной схеме (см. рис. 2) обороты холостого хода составляют 912,2 об/мин, а реальные обороты 900,5 об/мин, которые практически равны уставке при заданном значении активной нагрузки.

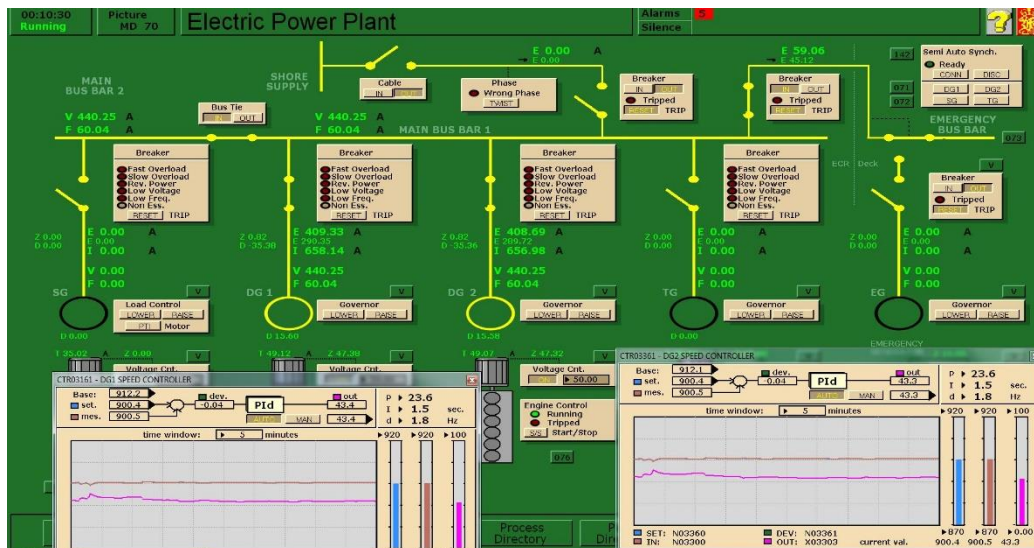


Рисунок 2. Схема тренажера в исходном состоянии при нагрузке DG1 409,33 кВт

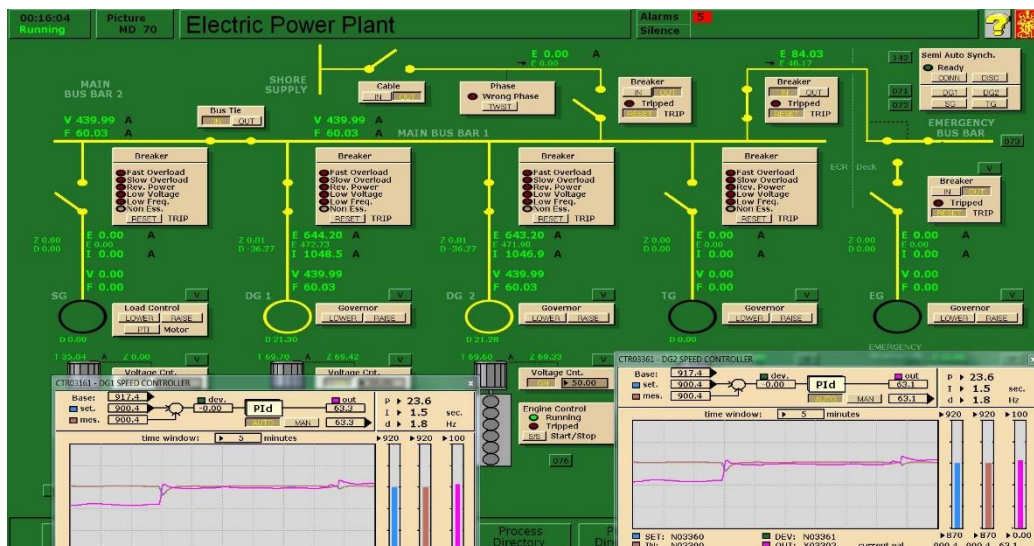


Рисунок 3. Схема тренажера после увеличения нагрузки DG1 до 644,2 кВт

P_n – фактическая мощность n-го генератора;

$\sum P_n$ – суммарная нагрузка регулирующих агрегатов;

k_d – коэффициент долевого участия в покрытии нагрузки системы;

$k_{dn} \sum P_n$ – заданная мощность, которую должен нести агрегат в процессе регулирования;

k_p – коэффициент регулирования по мощности.

По условию метода предполагается, что регулирование заканчивается при равенстве нулю обоих членов уравнения для каждого агрегата, т.е. $\Delta f = 0$ и $\left(P_n - k_{dn} \sum^n P_n \right) = 0$.

Таким образом, регулирование по методу мнимо-статических характеристик является астатическим по частоте и обеспечивает однозначное распределение нагрузок между генераторами. Эта однозначность обусловлена введением в закон регулирования заданного

значения мощности в виде $P_{зд.n} = k_{dn} \sum^n P_n$ [4].

В зависимости от назначения и выполняемых функций электронные регуляторы частоты могут быть выполнены в виде отдельного блока или входить в состав блока с расширенными функциями. Например, блок регулятора скорости и распределения активных нагрузок. Так как распределение активных нагрузок выполняется путем воздействия на подачу топлива, то в регулятор скорости дополнительно вводится сигнал по нагрузке от датчика активного тока. Функциональная схема блока регулятора скорости и распределения активных нагрузок представлена на рисунке 5.

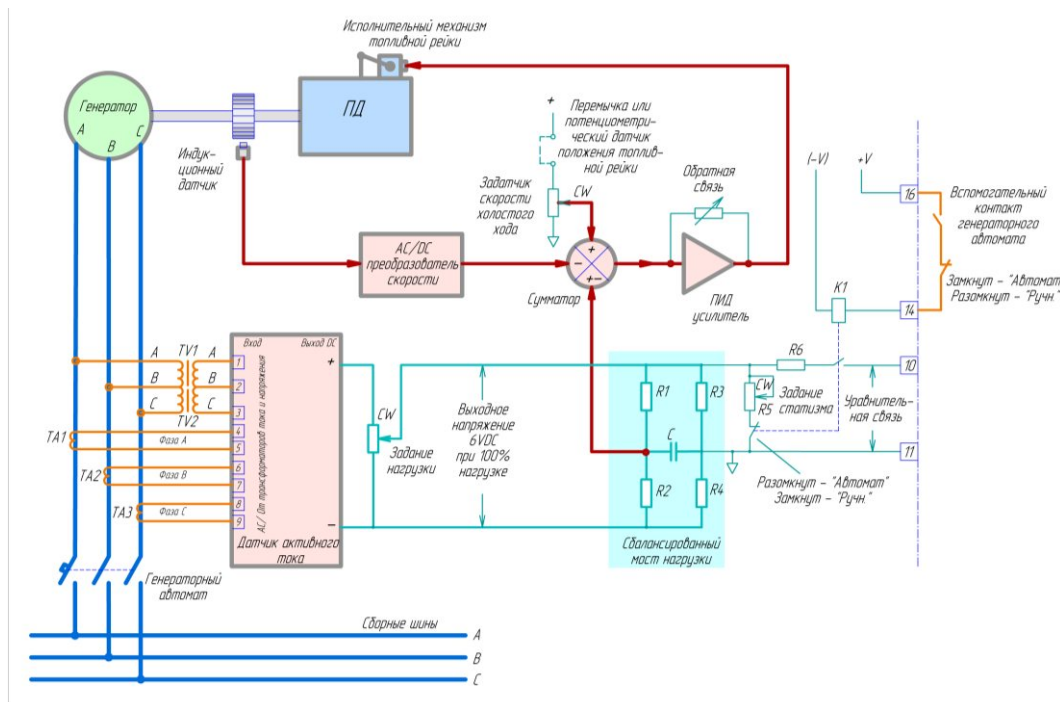


Рисунок 5. Схема блока регулятора скорости и распределения активных нагрузок WOODWARD

На выходе датчика активного тока (см. рис. 5) формируется напряжение, пропорциональное активной составляющей тока нагрузки генератора, которое подается на потенциометр задания нагрузки, а далее в диагональ сбалансированного моста нагрузки. С другой диагонали моста с конденсатора С напряжение подается на сумматор. В автоматическом режиме работы мост сбалансирован, поэтому сигнал на сумматор с моста не подается и регулятор скорости обеспечивает изохронное регулирование частоты, а мнимый

статизм обеспечивает дифференцирующая составляющая PID-усилителя. Распределение активной нагрузки выполняется по статическому закону.

При ручном управлении в одну из диагоналей моста вводится дополнительное сопротивление R_5 , которое приводит к разбалансировке моста и с конденсатора C сигнал, пропорциональный активной составляющей тока нагрузки, подается на сумматор, обеспечивая регулирование частоты по статическому закону. При этом регуляторная характеристика никуда не смещается и имеет реальный статизм, поэтому скорость вращения приводного двигателя зависит от нагрузки.

В режиме автоматического управления при параллельной работе генераторов могут быть включены уравнивательные связи, которые вызывают разбалансировку моста, если нагрузки между генераторами распределены неравномерно, это приводит к появлению мнимого (временного) статизма. После окончания переходного режима обеспечивается изохронное регулирование частоты и распределение активной нагрузки.

Выводы:

1. Изохронные электронные регуляторы частоты в режиме автоматического управления обеспечивают изохронное регулирование скорости приводного двигателя при изменении нагрузки генератора.

2. Некоторые модели электронных регуляторов частоты в режиме ручного управления могут при соответствующей настройке обеспечивать стабилизацию скорости по статическому закону.

3. Изохронные электронные регуляторы частоты приводных двигателей генераторных агрегатов содержат PID-регуляторы, которые за счет дифференцирующей составляющей обеспечивают мнимый статизм регуляторных характеристик и их перемещение при изменении нагрузки на генераторы. Поэтому режим параллельной работы таких генераторных агрегатов **возможен и является устойчивым**.

4. В режиме параллельной работы изохронные регуляторы частоты обеспечивают изохронный закон регулирования скорости и статический закон распределения активной нагрузки, но если ввести уравнивательные связи между плечами сбалансированного моста нагрузки параллельно работающих генераторов, то закон распределения активных нагрузок будет также изохронным.

5. Понимание принципа работы электронных регуляторов частоты в различных режимах работы позволят электромеханикам и механикам компетентно обслуживать регуляторы частоты поддерживая оптимальный расход топлива, экологию выбросов в атмосферу и недопущению обесточивая судна.

6. Результаты исследований рекомендуется включить в учебный процесс при подготовке механиков и электромехаников для формирования знаний и пониманий по функции «Электрооборудование, электронная аппаратура и системы управления на уровне эксплуатации» в сфере компетентности «Эксплуатация генераторов и распределительных систем», а также могут быть полезны действующим электромеханикам и механикам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Международная конвенция о подготовке и дипломировании моряков и несении вахты. – Лондон: ИМО. «Эшфорд Пресс», 2011. – 450 с.
2. Сергиенко Л.И. Электроэнергетические системы морских судов/ Л.И. Сергиенко, В.В. Миронов. – М.: Транспорт, 1991. – 264 с.
3. Governing Fundamentals and Power Management. Manual 26260. Woodward, 2004. – 76 p.
4. Павлов Г.М. Автоматика энергосистем / Г.М. Павлов, Г.В. Меркурьев. – СПб.: НОУ ЦПКЭ, 2001. – 388 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ГОЛОВКИ ЦИЛІНДРУ СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ

Ліньков О.Ю., Кравченко С.А., Пильов В.В.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна

Вступ. Залізничний транспорт України забезпечує близько 82% вантажних і 36% пасажирських перевезень у країні. З 3589 одиниць парку локомотивів частка тепловозів становить – 1961 од. [1]. Значна кількість магістральних тепловозів обладнана двигунами типу Д49 які почали випускати з 1975 року. Практика їх експлуатації виявила ряд недоліків, що і досі потребують перегляду конструктивних і технологічних рішень для покращення показників надійності та забезпечення встановленого терміну експлуатації цих двигунів.

Актуальність досліджень. Актуальність питання, що розглядається, обумовлена великою кількістю двигунів, які знаходяться в експлуатації та невідповідністю терміну експлуатації головок циліндру через появу у них тріщин на вогневому донці у перетинах між клапанами та між клапанами та отвором форсунки.

Постановка задачі. У попередніх дослідженнях було розглянуто проблему малого ресурсу головки циліндра [2, 3] та запропоновано нову конструкцію головки [4]. При створенні нової конструкції головки було проведено комп'ютерне моделювання та розрахунок теплового стану деталі. Дослідження показали зменшення напружень в критичних зонах для нової конструкції головки циліндра, що дозволяє очікувати збільшення ресурсу деталі. Слід зауважити, що граничні умови (ГУ) задавались з урахуванням рекомендацій [5]. Для проведення більш точного моделювання необхідно використовувати експериментальні данні з термометрії деталі.

Виклад основного матеріалу. Головку нової конструкції було виготовлено і тепер планується встановити термопари для проведення експериментального дослідження температурного стану головки. Таке дослідження дозволить значно покращити якість розрахунків. Запропоновані місця встановлення термопар вказано на рис. 1.

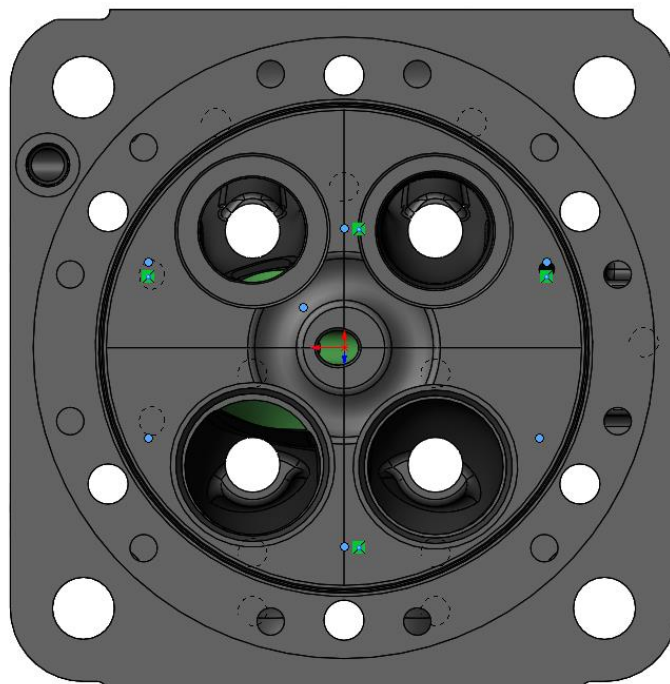


Рисунок 1. Місця встановлення термопар

Для проведення вимірювань розроблено комплекс на базі Wi-Fi модуля WeMos D1 mini на чипі ESP-12F ESP8266. Окрім Wi-Fi модуля в ESP-12F вже вбудовано 32-бітний мікроконтролер з тактовою частотою 80 МГц, а також чип флеш-пам'яті на 4МБ. Такий модуль широко використовують за технологією "інтернету речей" у системах віддаленого моніторингу або керування, автономних датчиках та інших приладах. Для перетворення сигналів від термопар *K*-типу використовується модуль перетворення MAX6675. Розроблену нами схему наведено на рис. 2.

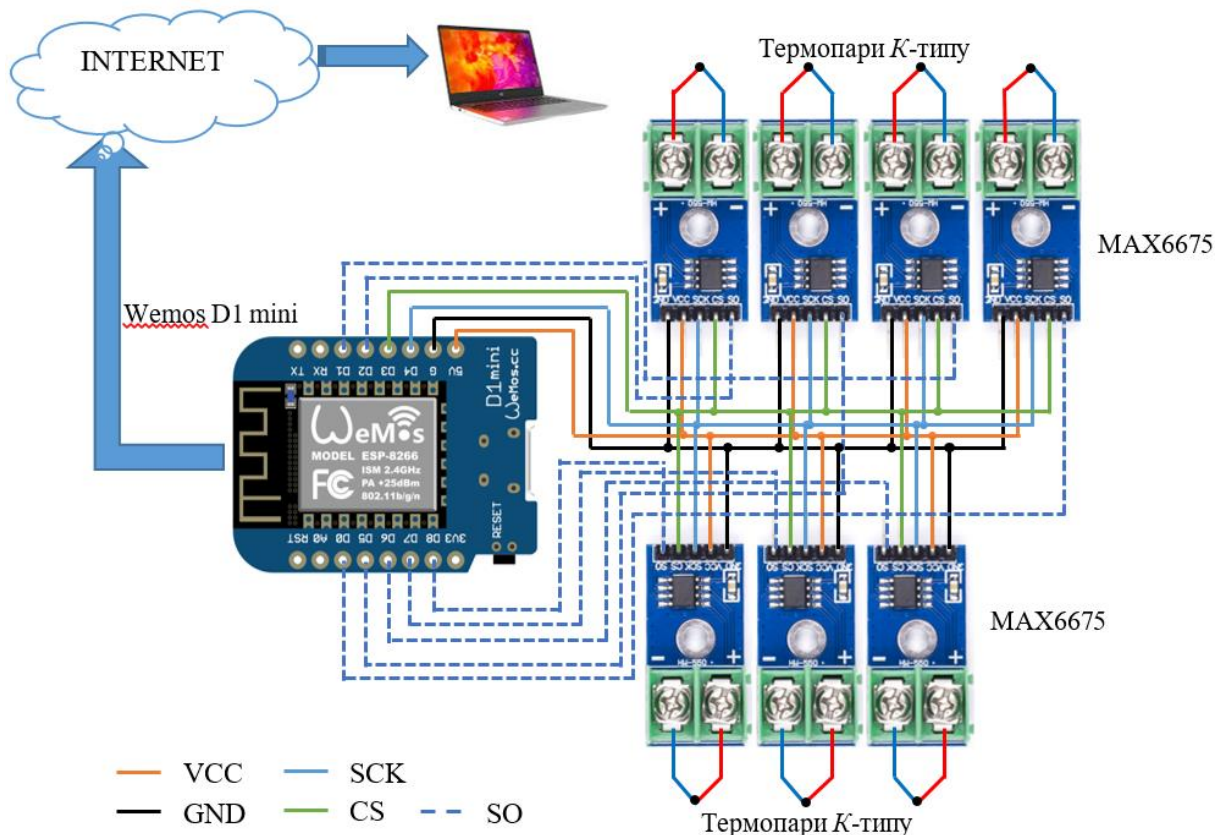


Рисунок 2. Місця встановлення термопар

Сигнал з термопар перетворюється у цифровий формат у модулі MAX6675 та у цифровому форматі потрапляє до плати WeMos D1 mini яка передає його через бездротову мережу Wi-Fi до хмарного сервісу з якого можна спостерігати поточні значення температур. Живлення плати WeMos D1 mini здійснюється від стандартного блока живлення на 5В. Наявність мережі Wi-Fi забезпечує 4G роутер (на схемі не показано). Програмування та налаштування роботи плати WeMos D1 mini відбувається за допомогою Arduino IDE.

Висновки. У результаті аналізу розрахунків температурного стану головки циліндру були визначені точки з максимальними температурними навантаженнями та обрано місця розміщення термопар. Створена система для віддаленого вимірювання температури дозволить зібрати дані про тепловий стан головки циліндру дизельного двигуна на різних режимах його експлуатації та вдосконалити розрахункову модель.

ЛІТЕРАТУРА

1. Міністерство інфраструктури України / Інформація про Українські залізниці [Електронний ресурс]. Режим доступу: URL: <https://mtu.gov.ua/content/informaciya-pro-ukrainski-zalznici.html> (дата звернення: 21.08.2020)

2. Линьков О.Ю. Оценка влияния нагара на температурное состояние днища головки цилиндров среднеоборотного дизеля / О.Ю. Линьков, В.В. Пылёв, С.А. Кравченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – №1. – С. 29-33.

3. Ліньков О.Ю. Покращення теплонпруженого стану днища головки циліндрів среднеоборотного дизеля / О.Ю. Ліньков, В.В. Пильов, С.А. Кравченко, Д.В. Беднін // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – №2. – С. 44-47.

4. Кравченко С.А. Покращення конструкції головки циліндрів среднеоборотного дизеля / С.А. Кравченко, О.Ю. Ліньков, В.В. Пильов // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. Матеріали 10-ї Міжнародної науково-практичної конференції. – Херсон: Херсонська державна морська академія. – 2019 р. – С. 193-194.

5. Дьяченко Н.Х., Костин А.К., Бурин М.М. К определению граничных условий при моделировании температурных полей в поршнях ДВС // Энергомашиностроение. – 1968. – №4. – С. 18-21.

ЗАСТОСУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЙ НАНАЕСЕННЯ ЗАХИСНИХ ПОКРИТТІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ТА РЕСУРСУ ПРИ ВІДНОВЛЕННІ ВАЛІВ СДВЗ

Агеєв М.С., Манжелей В.С., Дзигар А.К.
Херсонська державна морська академія, Україна

Розвиток сучасного морського транспорту нерозривно пов'язаний з проблемою підвищення довговічності деталей судових двигунів внутрішнього згорання (СДВЗ). Підвищення експлуатаційних параметрів СДВЗ - навантажень, швидкостей, температури призводить до передчасного їх виходу з ладу. Гарантом надійності та безпеки експлуатації СДВЗ є удосконалення системи їх технічного обслуговування, виготовлення та відновлення (реновації). Пошук нових технічних рішень актуалізується значним подорожчанням сировини та запасних деталей СДВЗ, в тому числі імпортного виробництва. З цією метою необхідно розробляти і впроваджувати в практику суднобудування і судноремонту маловитратні технологічні процеси (ТП) виготовлення і відновлення (реновації) змінно-запасних деталей СДВЗ [1].

Ефективне використання судових двигунів внутрішнього згорання (СДВЗ) вимагає їх раціональну експлуатацію, вміння оцінювати знос деталей двигунів, використання заходів, що запобігають їх відмовам в експлуатації. Найважливішим напрямком в збільшенні терміну служби СДВЗ стає науково-обґрунтований пошук прогресивних і менш витратних методів їх виготовлення і відновлення, а також удосконалення цих методів [1]. Розвиток сучасних технологій виготовлення і відновлення деталей СДВЗ і їх удосконалення, захисту від корозії дозволить збільшити надійність і довговічність СДВЗ, в значній мірі зменшити залежність від закордонних постачальників.

Однією з головних причин підвищеного зносу деталей СДВЗ слід вважати недостатнє застосування сучасних методів інженерії поверхні (методів нанесення захисних покриттів і зміцнення) при їх виготовленні та реновації (відновлення). Розвиток і впровадження методів інженерії поверхні, при виготовленні та реновації (відновлення) стримується відсутністю науково-обґрунтованих рекомендацій, нормативів і стандартів. необхідної і в достатній кількості довідковою літературою за технологіями нанесення покриттів [1-3].

За допомогою методів інженерії при виготовленні і відновленні зношених деталей СДВЗ можна підвищити їх зносостійкість, довговічність і термін служби при зменшенні споживання дорогих і дефіцитних матеріалів. У такій ситуації набуває значення правильний вибір способу зміцнення і нанесення покриття, захисту від корозії і відновлення деталей, який повинен бути досить простим і доступним, забезпечувати екологічну чистоту виробництва і високий ресурс експлуатації деталей [1-3]. Впровадження технологій нанесення покриттів для підвищення зносостійкості, довговічності і ресурсу при виготовленні та реновації валів СДВЗ з метою забезпечення запасними деталями судноремонтних підприємств залишається проблематичним. Використання реставрованих (відновлених) валів СДВЗ дозволяє знизити витрати судноремонтних підприємств на запасні деталі, зберегти велику кількість металу [4, 5]. Тому створення технологічних процесів (ТП) підвищення зносостійкості і терміну служби деталей СДВЗ при виготовленні та реновації із застосуванням прогресивних технологій і обладнання для нанесення зносостійких покриттів є актуальним завданням і допомагає зробити суднобудівне і судноремонтне виробництво рентабельним.

Таким чином, розробка і застосування методів інженерії поверхні (зміцнення і нанесення покриттів) для підвищення зносостійкості, корозійної стійкості, надійності і довговічності деталей СДВЗ при зниженні витрати дорогих матеріалів і енерговитрат,

підвищення продуктивності - найважливіше завдання всіх суднобудівних і судноремонтних підприємств.

Однією з проблем підвищення терміну служби СДВЗ є реновація і зміцнення їх найбільш затребуваних деталей низької жорсткості типу "вал", зокрема розподільних і колінчастих валів [4, 5].

Способи підвищення терміну служби валів, як найбільш дорогих і затребуваних деталей, достатньо вивчені, відпрацьовані і продовжують удосконалюватися. Однак, незважаючи на великий обсяг виконаних досліджень, до теперішнього часу проблема підвищення терміну служби валів СДВЗ залишається досить актуальною.

Більшість валів СДВЗ працює в умовах, при яких експлуатаційна навантаження сприймається головним чином їх поверхневим шаром. Зносостійкість, зародження і розвиток втомних тріщин, виникнення вогнищ корозії залежить від опору поверхневого шару руйнуванню. Тому, в багатьох випадках недоцільно відновлювати і зміцнювати не весь вал, а досить нанести на його робочі поверхні шар покриття з необхідними властивостями [4, 5]. Застосування покриттів пов'язують з реалізацією принципово нового підходу до створення матеріалів: міцність і несуча здатність валу забезпечується за рахунок матеріалу основи, а опір зношуванню, корозії, та ін. чинників підвищується за рахунок нанесення захисних покриттів (ЗП) [4, 5].

Нанесення покриттів досягається шляхом осадження на відновлювані поверхні валу матеріалів, які за своїми властивостями відрізняються від основного металу деталі і відповідають умовам експлуатації (знос, корозія і т.п.). Захисні покриття (ЗП) дозволяють збільшити термін експлуатації валів СДВЗ при виготовленні нових деталей і відновленні зношених, і при цьому зменшити витрати легированих сталей і сплавів [4, 5]. Застосування покриттів дозволить збільшення термін експлуатації валів шляхом підвищення їх зносостійкості, зміцнення поверхневого шару, відновлення зношених деталей при заміні дорогих матеріалів більш дешевими матеріалами [1-3].

Таким чином, підвищення терміну служби СДВЗ за рахунок зменшення інтенсивності зношування таких їх деталей, як вали, шляхом застосування зносостійких покриттів є однією з основних задач в сучасному суднобудуванні і судноремонті.

Застосування зносостійких зміцнюючих захисних покриттів при виготовленні валів СДВЗ і відновленні їх зношених поверхонь для підвищення їх терміну служби є одним з пріоритетних напрямків в суднобудуванні і судноремонті. В даний час розроблено цілий ряд способів виготовлення і реновації валів СДВЗ, які дозволяють підвищити зносостійкість їх робочих поверхонь [4, 5]. Технології виготовлення, зміцнення і відновлення валів СДВЗ можуть на порядки відрізнитися за енерговитратами, вартістю обладнання та екологічністю. Основним призначенням процесу відновлення (реставрації) валів СДВЗ є відновлення їх геометричної форми, механічної міцності і зносостійкості. Вали СДВЗ відновлюють механічною (МО) і слюсарною обробкою (СО), зварюванням і наплавленням, пластичним деформуванням (ППД), електролітичним нарощуванням, газотермічним напиленням (ГТН) і т.д. [4, 5]. Серед існуючих способів підвищення зносостійкості валів судових дизель – генераторів (СДГ) найбільшу частину займають зварювальні технології. На судноремонтних підприємствах застосовуються методи електродугового, газового, плазмового, індукційного наплавлення з наступною механічною обробкою (МО) [2].

За допомогою наплавлення реставрують зношені поверхні валів шляхом нанесення на їх робочі поверхні покриттів, які протидіють абразивному, корозійному і іншим видам зносу і руйнуванню. Разом з тим, підвищене тепловиділення при нанесенні шарів великої товщини методами наплавлень спотворює геометрію відновлюваної деталі, знижує її ресурс, а наплавлення покриттів великої товщини вимагає зняття значних припусків при фінішній механічній обробці [2]. Методи наплавлення не забезпечують збереження вихідних

властивостей матеріалу покриттів, вносять істотні зміни в структуру матеріалу, що зміцнюють деталі. Пов'язано це з тим, що матеріал покриття нагрівається до температур, що перевищують його температуру плавлення, що призводить до зниження фізико-механічних властивостей покриттів і в підсумку неможливо отримати високі експлуатаційні властивості деталей [2].

З традиційних способів поверхневого зміцнення найбільш поширені цементація, гарт ТВЧ, гальванічні покриття. За енергоємності ці способи займають в машинобудуванні перше місце. Однак, перераховані методи не завжди забезпечують формування бездефектної структури покриття [2].

Існуючі методи виготовлення та відновлення комплексно не враховують експлуатаційні, екологічні і економічні вимоги, що пред'являються до валів з покриттями. Крім того, відсутні рекомендації по відновленню валів. До кінця не вирішена проблема забезпечення надійності роботи валів з покриттями в процесі експлуатації, прогнозування їх ресурсу, що призводить до передчасного руйнування покриттів, виходу з ладу відновлених валів. Вирішення цієї проблеми вимагає впровадження в практику виготовлення і відновлення валів СДВЗ нових і вдосконалення існуючих ТП нанесення зносостійких захисних покриттів, які базуються на останніх наукових дослідженнях в цій області. У зв'язку з цим розробка методів нанесення покриттів для підвищення зносостійкості валів СДВЗ при їх виготовленні і відновленні є актуальною науковою задачею.

Аналіз сучасних методів нанесення зносостійких покриттів показує, що розробка і вдосконалення різних технологічних схем їх нанесення повинні реалізовуватися з урахуванням наступних основних положень [2].

- розплавлення основи в процесі нанесення покриття небажано, тому що веде за собою зміну його хімічного складу і властивостей;
- протікання процесів кристалізації металу в вільних умовах без використання зовнішнього механічного фактора, що зумовлює утворення в покритті дефектів;
- тепловий режим нанесення зносостійких шарів на поверхні валів різних розмірів і форм повинен забезпечувати сприятливий характер розподілу залишкових напружень. Зокрема, в покритті і в зоні з'єднання його з основою бажано утворення залишкових напружень стиснення, які сприяють підвищенню опору втомі;
- тривалість процесу нанесення покриттів повинна бути мінімальною, для того щоб структура наноситься зносостійкого покриття не сприймала небажаних змін.

З широкого спектру сучасних методів інженерії поверхонь цим положенням найбільш повно відповідають методи газотермічного напилення (ГТН) [6, 7]. За енергоємністю ці способи займають в машинобудуванні перше місце. Серед методів ГТН найбільш дешевим, універсальним по можливості використання при транспортуванні і нанесення покриттів на поверхні будь-якої форми і розмірів є метод електродугового напилення (ЕДН) [8]. Однак широке застосування методу ЕДН при нанесенні зносостійких покриттів обмежується високою вартістю таких матеріалів для напилення, як порошкових дротів [9].

В роботі запропоновано замінити порошкові дроти на дешеві сталеві при подальшій обробці напилених покриттів імпульсним іонним азотуванням (ІА) для підвищення зносостійкості валів СДВЗ.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Агеев М.С., Волков Ю.В., Чиграй С.Л. Защитные и упрочняющие покрытия в судостроении и судоремонте. *Наук. Вісник ХДМА*. Херсон: ХДМА, 2015, № 2 (13). – С.110-124.
2. Агеев М.С., Волков Ю.В., Чиграй С.Л. Сварка и родственные процессы в судостроении. *Сборник научных трудов «Водный транспорт»* Выпуск №2(24). Киев: КГАВТ, 2015. - С. 15-26.

3. М.С. Агеев, А.В. Дудан, Т.В. Ворона, Б.А. Ляшенко Применение гибридных технологий для реновации и повышения ресурса судовых машин и механизмов. *Вестник Брестского государственного технического университета. Научно-теоретический журнал Машиностроение*. Вип. №4(94). Брест: БГТУ, 2015. - С. 18-22.

4. Агеев М.С., Кожевникова Е.Е., Лопата В.Н. Восстановление валов судовых насосов комбинированным способом нанесения защитных покрытий. *Науковий вісник*. Херсон, ХДМА: 2015, № 2 (13). – С. 4-16.

5. Агеев М.С., Кожевникова Е.Е., Чиграй С.Л. Повышение ресурса судовых насосов на основе комбинированной технологии восстановления. *Сборник научных трудов «Водный транспорт»* Выпуск №2(24) – Киев, КГАВТ: 2015. - С. 57-70.

6. Корнев А.Б. Разработка стратегии ремонта трибосопряжений крупногабаритных деталей с применением газотермического напыления в судоремонтном производстве: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.08.04. Н. Новгород, 2006. -23 с.

7. Ильющенко А.Ф. Формирование газотермических покрытий: теория и практика. [Текст] / А.Ф. Ильющенко, В.А. Оковитый, С.П. Кундас, Б. Форманек - Мн.: 2002. – 245 с.

8. Бороненков В. Н. Основы дуговой металлизации. Физико-химические закономерности. [Текст] / В. Н. Бороненков, Ю. С. Коробов – Екатеринбург, УрГУ, Унив. изд-во; 2012, - 267 с.

9. Студент М.М. Розробка захисних та відновних електрометалізаційних покриттів з використанням порошкових дрітків: автореф. дис ... канд. техн. наук: 05.02.01. Львів, 1998. 18 с.

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ТА ЗНОСОСТІЙКОСТІ ПОРШНІВ МАЛОЛІТРАЖНОГО ДВИГУНА ПРИ ЛИТТІ ВАКУУМНИМ ВСМОКТУВАННЯМ

Клименко Л.П., Андреев В.І., Случак О.І., Прищепов О.Ф., Щесюк О.В.
Чорноморський Національний університет імені Петра Могили, Україна

Вступ. Найбільш поширений спосіб отримання заготовок з алюмінієві сплавів в промисловості - лиття в кокіль, застосування якого підвищує механічні властивості, точність розмірів, зменшує припуски на механічну обробку, підвищує продуктивність. Однак не все виробу вдається відливати якісними [1].

Тонкостінні деталі, деталі, що мають ребра або складну конфігурацію, важко отримувати відливанням в кокіль, так як виникають усадочні раковини, внутрішня напруга і інші дефекти.

Мета та завдання. Метою даного дослідження є підвищення якості чавунних деталей та економія металу під час виготовлення деталей методом вакуумного всмоктування. Цей метод повинен бути досягнутий після вирішення наступних завдань:

- розглянути основні переваги лиття вакуумним всмоктуванням;
- навести структуру пневмосистеми для вакуумного всмоктувального заводу;
- визначити критичні режими роботи та оптимальний матеріал для живильника.

Результати досліджень. Поршень малолітражного двигуна відноситься до складних фасонних виробів. Спроба отримати його заготовку при литті в кокіль не увінчалася успіхом [2], так як відбувалося утворення усадочних раковин на торці спідниці поршня.

В результаті аналізу інформаційних джерел [3], а також досвіду щодо застосування спеціальних видів лиття [4], було прийнято рішення використовувати в якості способу отримання заготовок поршнів малолітражних двигунів метод лиття вакуумним усмоктуванням, який має такі основні переваги:

- 1) безковшове заповнення по металопроводу дозволяє доставляти метал з глибинних шарів в форму без розбризкування і шлакових включень;
- 2) розрідження в формі сприяє заповненню тонкостінних деталей;
- 3) з'являється можливість керувати швидкістю заливки металу в форму;
- 4) надлишковий тиск на дзеркало розплаву в тиглі покращує заповнюваність і підвищує фізико-механічні властивості металу;
- 5) з'являється можливість механізувати і автоматизувати технологічний процес лиття;
- 6) значно знижується витрата металу на литниково-живильну систему;
- 7) знижуються втрати тепла металом, так як відсутній проміжний процес переливу в ківш;
- 8) вакуум сприяє видаленню газів на форми, вилівки виходять без газових раковин;
- 9) розрідження позитивно впливає на процес кристалізації, прискорюючи його, а менший газовий зазор підвищує розмірну точність вилівки;
- 10) забезпечується спрямована зверху вниз кристалізація;
- 11) плавне надходження металу в форму при виготовленні порожнистих тонкостінних вилівок підвищує стійкість стрижнів, зменшує різностінність.

Піщано-глиниста форма згуртована в циліндричній оболонці, разом з якою прес-форма поміщається в камеру рослини і пресується спеціальним пристроєм. Форми, подібні до моделей лиття, безпосередньо розміщуються на конусі внутрішньої захисної труби металевого живильника в камері і заповнюються. В якості пневмосистеми вакуумної всмоктувальної

установки використовуються традиційні пневмосистеми з приймачем попереднього розрідження (рис. 1)

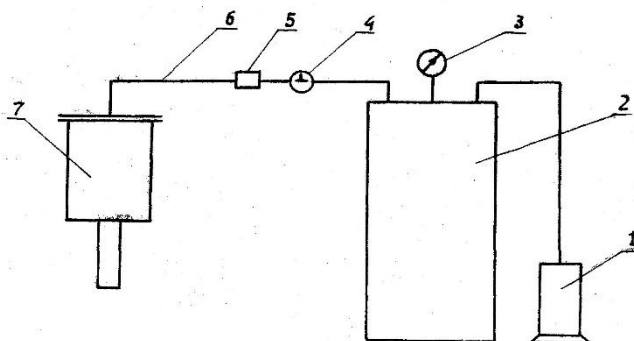


Рисунок 1. Пневмосистема вакуумного всмоктувального заводу для виробництва деталей із чавуну: 1- вакуумний насос, 2 - приймач, 3 - прилад для вимірювання вакууму, 4 - трубопровід, 5 - дросель, 6 - клапан, 7 - вакуумна камера

Порівняльні випробування отриманих деталей на зносостійкість показали кращі результати на користь лиття вакуумним усмоктування.

При температурі 1733 К вигорання зразка починається через 60 секунд [4]. Попередня термічна обробка зразків зі сплаву ВТЗ-1 певним чином підвищує їх стійкість і запобігає зростанню шкідливої окисної шари з затверділого чавуну. Товщина зразка мало впливає на стійкість та окислення. Отримані результати [5] свідчать про можливість використання титанового сплаву ВТЗ-1 для виробництва живильника металу для вакуумного відсмоктувального заводу при температурі заповнення близько 1683 К і не більше 360 секунд витримки в розплаві.

Дану технологію можна рекомендувати не тільки для виробництва поршнів мікролітражних двигунів, а й для відливання алюмінієвих поршнів високооборотних автомобільних, тракторних та суднових ДВС, що позитивно вплине на їх техно-економічні та екологічні параметри роботи.

Висновки. Розроблені металеві живильники для вилиття чавуну та сталевих деталей. Результати досліджень стійкості титанового сплаву ВТЗ-1 підтверджують його використання для виготовлення металевих живильників для різних деталей чавуну методом вакуумного всмоктування або лиття під тиском при низькому тиску при температурі 1653 К і часу витримки не більше 360 секунд.

ЛІТЕРАТУРА

1. Медведев М.А., Прищепов О.Ф., Новосельцев М.И. Получение тонкостенных фасонных стальных отливок вакуумным всасыванием в формах по выплавляемым моделям. - Труды НИИ. - Николаев, 1979, вып.148, с. 35-39.
2. Прищепов О.Ф. Застосування лиття вакуумним усмоктуванням для зменшення впливу на навколишнє середовище. Наукові праці: Збірник, - Миколаїв: Видавництво МФ НаУКМА, 2001. – т. 11: Екологія, С.90-91.
3. Bodsworth, Colin, and Henry Bradley Bell, (1972) Physical Chemistry of Iron and Steel Manufacture. London: Longman. ISBN 0582441161
4. Прищепов О.Ф., Клименко Л.П. Применение вакуумного всасывания для получения заготовок в двигателестроении. Сборник научных работ. Выпуск 31. Авиационно-космическая техника и технология. Двигуни та енергоустановки. Харків "ХАІ". 2002 р. С. 158-159.
5. Клименко Л.П., Прищепов О.Ф., Андреев В.И. Перспективы применения вакуумного всасывания при индивидуальной отливке заготовок поршневых колец. Вестник двигателестроения. Научно-технический журнал. Запорожский национальный технический университет, ОАО "Мотор Сич" Национальный аэрокосмический университет им. Жуковского "ХАИ" № 2, 2003, С. 184-186.

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКТИВНОГО ВУЗЛА З'ЄДНАННЯ ДНИЩА ТА ЗОВНІШНЬОЇ ПОЗДОВЖНЬОЇ СТІНКИ ПОНТОНА КОМПОЗИТНОГО ПЛАВУЧОГО ДОКУ

Щедролосєв О.В., Узлов О.М., Кириченко К.В.
Херсонська філія Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова, Україна

Вступ. З врахуванням тенденцій збільшення частки судноремонтних робіт та необхідності обслуговуванні підводної частини суден, зберігається підвищений попит на плавучі доки. Побудова плавучих композитних доків є більше доцільною з економічної точки зору. В композитних плавучих доках з залізобетону виготовляють понтон, а повністю металевими роблять бокові башти [1]. Ставлячи задачу раціоналізувати існуючі конструкції плавучих доків, необхідно зменшити металоємність понтона, для цього необхідно удосконалити конструктивно-технологічні вузли з'єднання частин понтона.

Актуальність досліджень. У зв'язку з тим, що судноремонт великотоннажних суден постійно збільшується все більше застосовуються плавучі доки великої підйомної сили. Таким чином удосконалення існуючих та розробка нових конструкцій композитних плавучих доків великої підйомної сили, конкурентоспроможних на світовому ринку є досить актуальним науково-технічним завданням.

Постановка задачі. Для зменшення собівартості конструкцій композитних плавучих доків необхідно зменшити металоємність конструкції понтону і у зв'язку з цим необхідно удосконалити конструкцію вузла з'єднання днища та зовнішньої поздовжньої стінки понтона.

Результати досліджень. Для побудови всього залізобетонного корпусу понтона із залізобетонних секцій, башти доку, включаючи зовнішній борт понтона і днище понтона, набираються по поздовжній системі, а понтон між внутрішніми бортами по поперечній системі. Шпація приймається рівною 750 мм. Відстань між перегородками в удосконаленій конструкції приймається рівною 3000 мм, на відміну від класичної конструкції понтона доку в якій відстань між перегородками приймається рівною 1500 мм [2]. На рис. 1 наведено поперечний перетин композитного плавучого доку зі зменшеною кількістю набору у понтоні.

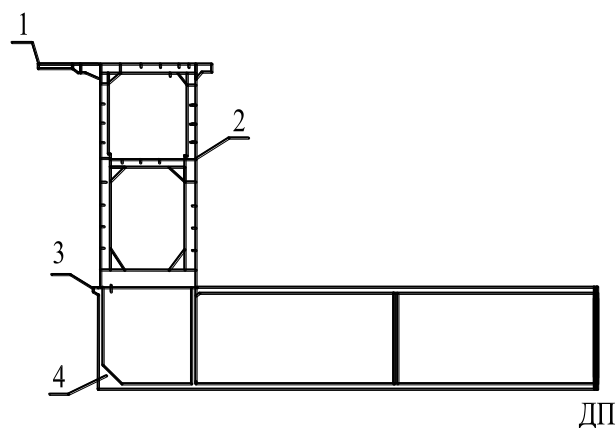


Рисунок 1. Поперечний перетин композитного плавучого доку зі зменшеною кількістю набору у понтоні: 1 – топ-палуба, 2 – палуба безпеки, 3 – стапель палуба, 4 – вузол з'єднання днища та зовнішньої поздовжньої стінки понтона

Конструювання конструкції плавучого доку виконувалося за наступною послідовністю: виконання конструктивного компонування понтона і башт; визначення розрахункових

навантажень, що викликають місцеві та загальні деформації корпусних конструкцій; проектування конструкцій доку з умови забезпечення місцевої міцності і стійкості з урахуванням обмежень по мінімальній товщині; проектування конструкцій, що забезпечують загальну поперечну і поздовжню міцність понтона [3]. В результаті розроблено конструкцію композитного доку зі зменшеною кількістю набору у понтоні доку арматура, що працює на місцеву міцність, встановлюється зовні в напрямку найменшого прольоту, а арматура, що працює на загальну міцність, встановлюється всередині елементу конструкції понтона [4]. На рисунку 2 представлена удосконалена конструкція вузла з'єднання башти та понтона.

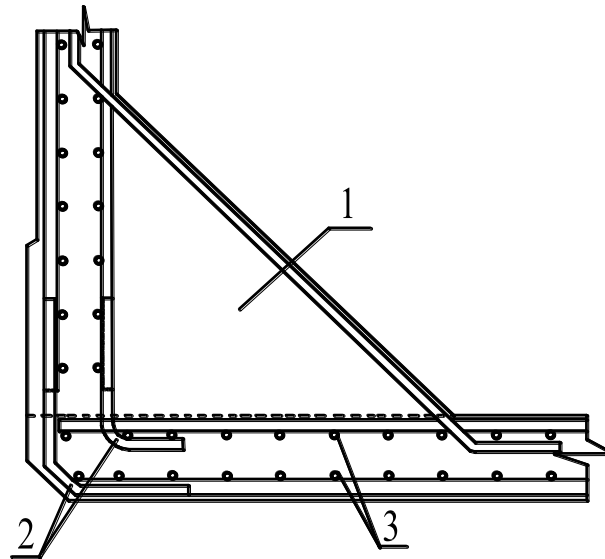


Рисунок 2. Удосконалена конструкція вузла з'єднання днища та зовнішньої поздовжньої стінки понтона композитного плавучого доку: 1 – бетонна книця, 2 – поперечна арматура, 3 – поздовжня арматура

Висновки. Розроблена конструкція та технологічні рекомендації побудови вузла з'єднання днища та зовнішньої поздовжньої стінки понтона композитного плавучого доку, які дають змогу будувати плавучі композитні доки зі зменшеною кількістю набору у понтоні, за рахунок збільшення відстані між перегородками від 1,5 м до 3 м, що призводить до зниження металоємності конструкції доку.

ЛІТЕРАТУРА

1. Рашковский А.С., Слущкий Н.Г., Коннов В.Н., Щедролосев А.В., Узлов А.Н. Проектирование, технология и организация строительства композитных плавучих доков большой подъемной силы: монография. – Николаев : РАЛ-полиграфия, 2008. – 614 с.
2. Щедролосев О. В., Коннов О.М., Узлов О. М., Кириченко К. В. Удосконалення конструктивного вузла з'єднання металевої башти із залізобетонним понтоном. Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю «Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд», (20-21 травня 2020р.) – Миколаїв: НУК, 2020. – С. 135-139.
3. Schedrolosiev, O., Korostylov, L., Klymenkov, S., Uzlov, O., Kyrychenko, K. Improvement of the structure of floating docks based on the study into the stressed-deformed state of pontoon. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2018. Volume 6, № 7 (96). – С. 26–31.
4. Кириченко К.В., Щедролосев А.В. Усовершенствование технологии строительства композитных плавучих доков большой подъемной силы. Science and Education a New Dimension: – Будапешт, 2018, Вып. 158 – С. 61–68.

СИСТЕМА ДЛЯ ДОДАВАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНОГО ГЕНЕРАТОРА ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ ДО ПОВІТРЯНОГО ЗАРЯДУ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

¹Цюман М.П., ¹Матеїчик В.П., ²Smieszek Mirosław,
³Kuric Ivan, ³Saga Milan, ⁴Podprygora Olena

¹Національний транспортний університет, Україна

²Rzeszow University of Technology, Польща

³University of Zilina, Словаччина

⁴Науково-виробнича компанія «Modern Multi Power Systems» s.r.o., Чехія

Вступ. Стаття присвячена дослідженню ефективності системи, яка забезпечує виробництво водневмісного газу за допомогою термоелектричного генератора та додавання цього газу до повітряного заряду двигуна з іскровим запалюванням для поліпшення його вказаних, ефективних та екологічних показників.

Актуальність. Термоелектричний генератор встановлений у вихлопній системі двигуна і забезпечує перетворення теплової енергії відпрацьованих газів в електричну для живлення генератора водневмісного газу. В публікації надано результати експериментальних досліджень вказаних, ефективних та екологічних показників двигуна з додаванням водневмісного газу в широкому діапазоні режимів роботи. Економія пального транспортного засобу та екологічні показники з розробленою системою додавання водневмісного газу прогноуються за допомогою математичної моделі руху автомобіля в циклі руху.

Постановка задачі. Ефективність автомобільного двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) визначається здатністю перетворювати енергію, що забезпечується паливом, у корисну роботу. Це також визначається рівнем забруднення навколишнього середовища шкідливими речовинами. Аналіз проекту сучасних ДВЗ автомобілів передбачає їх постійне вдосконалення. Він спрямований на підвищення ефективності споживання палива та екологічних показників. Зокрема, це досягається поліпшенням якості процесу горіння, зменшенням втрат тепла та механічних втрат, використанням теплової енергії систем мастила, охолодження та відпрацьованих газів (ЕГ), використанням системи очищення відпрацьованих газів, ефективним використанням альтернативних видів палива в робочих умовах тощо [1]. Таким чином, ефективність сучасних автомобільних ДВЗ в цілому буде залежати як від витрати палива, так і від ступеня перетворення шкідливих речовин каталітичним нейтралізатором. Витрата палива - це кількісний показник, який визначає економічну складову ефективності та кількість окремих шкідливих компонентів у необроблених ЕГ. Ступінь перетворення шкідливих речовин каталітичним нейтралізатором є якісним показником ефективності роботи двигуна. Нещодавно, з метою покращення економії палива та зменшення викидів сполук вуглецю, зокрема, пропонуються діоксид вуглецю, різні методи додавання водню або водневмісної суміші до повітряно-паливної суміші автомобільних двигунів. Проводяться численні наукові дослідження для вивчення впливу додавання водню на споживання палива та викиди. Цей інтерес до використання водню замість звичайних вуглеводневих видів палива обумовлений, насамперед, високими енергетичними показниками водню та здатністю значно зменшити або повністю виключити викиди оксидів вуглецю та вуглеводнів. Застосування чистого водню обмежується об'єктивними факторами. Зокрема, вони включають: безпеку зберігання, відсутність компактних водневих генераторів великої продуктивності тощо. У зв'язку з цим постійно шукаються методи заміни водню більш доступним газом, який має простішу технологію виробництва, не вимагаючи складного обладнання для використання. Це можуть бути гази, що містять водень (ХГЧ), такі як синтез-газ, ацетилен та вибухонебезпечний

газ (газ Браун). Останній викликає значний інтерес для практичного використання, оскільки його можна просто отримати в результаті електролізу водного розчину лугу. Цей НСГ складається з водню H_2 та кисню O_2 .

Результати досліджень. Одним із ефективних способів покращити економію палива та зменшити шкідливі викиди автомобіля є використання системи додавання водневмісного газу, отриманого електролізом лужного водного розчину, до повітряного заряду двигуна. Ефективність використання цієї системи на транспортному засобі значною мірою залежить від характеристик споживання електричної енергії для виробництва газу, що містить водень, і може бути значно покращена за допомогою термоелектричного генератора, який перетворює частину теплової енергії відпрацьованих газів в електричну енергію.

З метою вивчення впливу використання розробленої системи додавання водневмісного газу до повітряного заряду двигуна з термоелектричним генератором на параметри робочого циклу, економію палива та екологічні показники роботи двигуна, методика експериментальної розроблено дослідження. Ця методика включає стендові випробування двигуна в різних режимах швидкості та навантаження та визначення параметрів робочого циклу та процесу горіння, параметрів системи управління двигуном, витрати палива та концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах за допомогою спеціалізованого обладнання та програмного забезпечення.

Згідно з експериментальними дослідженнями двигуна VW BBU з використанням розробленої системи додавання водневмісного газу була вказана математична модель системи "двигун - каталітичний перетворювач - термоелектричний генератор - водневмісний газогенератор". Математична модель дозволяє визначити параметри основних процесів робочого циклу двигуна, каталітичного перетворювача, термоелектричного генератора та водневмісного газогенератора. Модель використовується для оцінки витрати палива та викидів транспортного засобу, що рухається, в циклі руху за допомогою розробленої системи додавання водневмісного газу. Адекватність моделі підтверджується порівнянням експериментальних та імітованих даних.

Висновки. Найбільший вплив додавання водневмісного газу проявляється в режимах низької швидкості обертання колінчастого вала і низького навантаження. У цих режимах використовують гідрогенвмісну газову добавку призводить до зменшення часу горіння, збільшення середньої швидкості підвищення тиску під час горіння, максимального тиску і температури в циліндрі та потужності двигуна. Завдяки цьому ефекту в режимах з низьким навантаженням можна зменшити споживання палива на 2,4-3,8%. Прогнозування споживання палива та викидів від Skoda Fabia, оснащеного двигуном VW BBU, протягом циклу руху згідно з Правилами ЄЕК ООН № 83-05 показує, що використання розробленої системи додавання водневмісного газу за допомогою термоелектричного генератора може зменшити загальний витрата палива на 1,9 % та викиди окремих шкідливих речовин на 1,2-3,6%. Однак визначення оптимальних параметрів системи для додавання водневого газу до повітряного заряду за допомогою термоелектричного генератора збільшить ефективність цієї системи та покращить експлуатаційні характеристики автомобіля

ЛІТЕРАТУРА

Gritsuk, I., Volkov, V., Mateichyk, V., Gutarevych, Y. et al., "The Evaluation of Vehicle Fuel Consumption and Harmful Emission Using the Heating System in a Driving Cycle," *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 10(1):236-248, 2017, doi:10.4271/2017-26- 0364.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ І ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ПОЛІМЕРКОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ

Кравцова Л.В., Богдан А.П.
Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Полімеркомпозитні матеріали (ПКМ) набули широкого використання у машинобудівній, промисловій, транспортній та багатьох інших галузях світової економіки [1].

В умовах експлуатації композитні елементи конструкцій, механізмів, машин та апаратів піддаються впливу знакозмінних навантажень, вібрації, підвищеного тертя, підвищених температур, агресивного середовища, тощо. У багатьох випадках ПКМ представляють собою елементи поверхонь різного роду, для оцінки працездатності та довговічності котрих важливо розраховувати їх стан, прогнозувати подальшу поведінку під впливом змінних температур та навантажень. Тому вивчення і прогнозування механічних та теплофізичних властивостей ПКМ шляхом експериментальних досліджень та чисельного моделювання є актуальною задачею з метою подальшого їх проектування.

Вже декілька десятиріччя пройшло, як засоби обчислювальної техніки і комп'ютери перетворились на невід'ємну складову роботи вченого-дослідника. За допомогою комп'ютерного моделювання на основі чисельних методів, в поточний момент вирішується значна кількість різних класів дослідницьких задач механіки, гідродинаміки, термодинаміки, тощо [2, 3]. Найбільш ефективним і універсальним чисельним методом механіки деформованого твердого тіла являється метод скінчених елементів, який закладений у багатьох програмних пакетах з комп'ютерного чисельного моделювання.

Постановка задачі – провести експериментально-чисельні дослідження з визначення характеристик міцності ПКМ для вивчення впливу різного роду навантажень на властивості ПКМ та їх прогнозування.

Матеріали і методи досліджень. Основу матеріалу (матрицю) досліджуваних зразків складає епоксидний діановий олігомер марки ЕД – 20. Матеріали наповнювача можуть бути різними це залежить від їх властивостей та умов застосування кінцевого ПКМ.

Випробування на згинання проводилось на розробленому експериментальному стенді загальний вигляд якого представлений на рис. 1 з двома опорами і оправкою (триточкова схема).

Експериментальне випробування на згинання полягає в тому, що зразок прямокутного поперечного перерізу з габаритами $L \times B \times H = 120 \times 15 \times 10$ мм піддається пластичній деформації згинанням без зміни напрямку прикладення зусилля до досягнення заданого кута згину [4].

Випробування виготовлених зразків відбувалось при рівномірному зростаючому навантаженні (через рівні проміжки часу) від 0 кг до повного руйнування зразка. Вимірювання деформації (прогину) виконувалось при кожному додаванні вантажу (швидкість навантаження 10 Н кожні 15 с). Вимірювання величини деформації, прогину зразків виконувались кожні 15 с.

Чисельні розрахунки були проведені в програмному пакеті ANSYS R18.1 платформа Workbench модуль Static Structural.



Рисунок 1. Загальний вигляд експериментального стенду

Результати експерименту і чисельного моделювання та їх обговорення. В результаті проведених експериментальних досліджень побудовані залежності деформації зразка (прогину) відносно діючого на нього навантаження, розраховані Модулі Юнга та руйнівні напруження при згинанні. Отримані експериментальні данні необхідні для створення досліджуваного матеріалу у програмі ANSYS модулі Engineering Data. Геометрична модель та сітка побудовані відповідно у модулях Design Modeler і Meshing. Результати чисельного моделювання досліджуваного зразка (процес деформації зразка під діє змінного навантаження) при згинанні за допомогою програмного пакету ANSYS модуля Static Structural наведені на рис. 2.

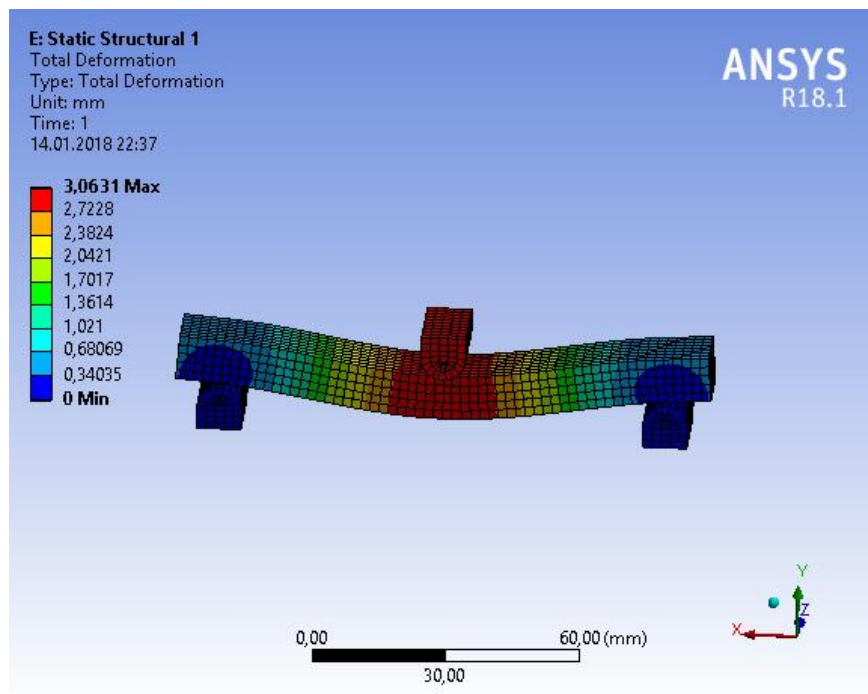


Рисунок 2. Результати чисельного моделювання досліджуваного зразка при згинанні за допомогою програмного пакету ANSYS модуля Static Structural

Представлений у доповіді матеріал являється частиною комплексного дослідження.

Висновки. Отримані експериментальні дані необхідні для створення моделі ПКМ у середовищі ANSYS Workbench і його чисельного дослідження. Отримані результати чисельних розрахунків у першому наближенні співпадають з результатами експерименту. Створена комп'ютерна модель потребує подальшої верифікації. Після встановлення адекватності результатів моделювання відповідно експериментальних даних можливе прогнозування властивостей новостворених ПКМ з різною концентрацією наповнювачів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Полимерные композиционные материалы: структура, свойства, технология: учеб. Пособие / М.Л. Кербер, В.М. Виноградов, Г.С. Головкин и др.; под ред. А.А. Берлина. СПб.: Профессия, 2008. – 560 с.
2. Кукуджанов В.Н. Вычислительная механика сплошных сред / В.Н. Кукуджанов. - Москва: Физматлит, 2008. – 320 с.
3. Роуч П. *Вычислительная гидродинамика* / П. Роуч. - Москва: Мир, 1980. - 618 с.
4. ASTM D 790 – 03 Standard Test Methods for Flexural Properties of Unreinforced and Reinforced Plastics and Electrical Insulating Materials

НАВЧАЛЬНИЙ МОДУЛЬ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ СТАЦІОНАРНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

¹Шиколенко О.О., ²Максимук Г.Є., ¹Савчук В.П., ²Тулученко Г.Я.

¹Херсонська державна морська академія, Україна

²Херсонський національний технічний університет, Україна

Класична задача М.Є. Жуковського та С.О. Чаплигіна «Про тертя мастильного шару між шипом та підшипником» [1] у лінійній постановці передбачає розв'язання граничної задачі з бігармонічним диференціальним рівнянням у частинних похідних відносно функції потоку W в області в формі ексцентричного кільця. Ця задача має численні узагальнення і досі викликає інтерес у науковців [2]. Наприклад, в роботі [3] розв'язується модифікації названої задачі.

Отримання аналітичного розв'язку досліджуваної задачі передбачає введення біполярної системи координат [4]:

$$\zeta = -i \ln \frac{z-a}{z+a}, \quad (1)$$

де $\zeta = \xi + i\eta$; $z = x + iy$ – комплексні площини.

При чому параметр біполярної системи a (відстань від центра біполярної системи координат до її фокусів) розраховується за заданими: радіусом підшипника R_0 , радіусом шипа R_1 та відстанню між центрами шипа і підшипника d . Також підлягають розрахунку координати центрів підшипника та шипа: x_0 та x_1 .

Математична постановка задачі в біполярних координатах (1) полягає в розв'язанні бігармонічного диференціального рівняння:

$$\frac{1}{H^3} \cdot \left(\frac{\partial^4}{\partial \xi^4} + 2 \cdot \frac{\partial^4}{\partial \xi^2 \partial \eta^2} + \frac{\partial^4}{\partial \eta^4} + 2 \cdot \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} + 2 \cdot \frac{\partial^2}{\partial \eta^2} + 1 \right) \left(\frac{1}{H} \cdot W(\xi; \eta) \right) = 0; \quad (2)$$

з граничними умовами на поверхнях підшипника $\eta = \eta_0$ та шипа $\eta = \eta_1$:

$$\begin{aligned} W(\xi; \eta) \Big|_{\eta = \eta_0} &= Const_0; \quad \frac{1}{H} \cdot \frac{\partial W(\xi; \eta)}{\partial \eta} \Big|_{\eta = \eta_0} = -U_0; \\ W(\xi; \eta) \Big|_{\eta = \eta_1} &= Const_1; \quad \frac{1}{H} \cdot \frac{\partial W(\xi; \eta)}{\partial \eta} \Big|_{\eta = \eta_1} = -U_1; \end{aligned} \quad (3)$$

де $H = H_\xi = H_\eta = \frac{a}{\cosh \eta - \cos \xi}$ – параметр Ламе; $U_0 = R_0 \omega_0$, $U_1 = R_1 \omega_1$; ω_0 , ω_1 – кутові швидкості обертання підшипника та шипа.

Відзначимо особливості граничної задачі (2)–(3), які не дозволили сучасникам М.Є. Жуковського та С.О. Чаплигіна розв'язати її аналітично. Як відомо, це привело до появи

спрощених моделей руху в'язкої речовини між ексцентричними циліндрами А. Зоммерфельда та О. Рейнольдса.

Якщо за шукану обирати функцію $\psi(\xi; \eta) = \frac{1}{H(\xi; \eta)} \cdot W(\xi; \eta)$, тоді рівняння (2) припускає відокремлення змінних $\psi(\xi; \eta) = \varphi(\xi) \cdot \phi(\eta)$, і розв'язок може бути знайдений у вигляді узагальненого ряду Фур'є. За фізичним змістом задачі значення функції $W(\xi; \eta) = W(\xi + 2\pi; \eta)$ тотожно не дорівнюють нулю, тому розвинення в узагальнений ряд Фур'є доцільно здійснювати парним способом за функціями $\cos(n\xi)$:

$$\frac{1}{H} \cdot W(\xi; \eta) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=1}^4 f_{n,m}(\eta) \cos n\xi. \quad (4)$$

Оскільки, рівняння (2) є однорідним, тому в розвиненні (4) ненульовими є тільки коефіцієнти $f_{n,m}(\eta)$, коли $n=0$ та $n=1$.

Підстановка загального члена $f_{n,m}(\eta) \cos n\xi$ ряду Фур'є (4) до рівняння (2) перетворює його на звичайне диференціальне рівняння відносно шуканої функції однієї змінної $f_{n,m}(\eta)$. Після розв'язання відповідного характеристичного рівняння (для $n=0$ та $n=1$) знаходимо вирази 8 шуканих функцій $\{f_{n,m}(\eta)\}$, $n=0;1$, $m=\overline{1;4}$, які є лінійно незалежними. Лінійна комбінація функцій $f_{n,m}(\eta) \cos n\xi$ ($n=0;1$, $m=\overline{1;4}$) утворює загальний розв'язок рівняння (2).

Оскільки граничні умови (3) записані для функції $W(\xi; \eta)$, а не для функції $\psi(\xi; \eta)$, тому загальний розв'язок рівняння (2) потрібно представити як лінійну комбінацію функцій $\left\{ \frac{1}{a} H \cdot f_{n,m}(\eta) \cos n\xi \right\}$, $n=0;1$, $m=\overline{1;4}$. Але виявляється, що два доданки цієї лінійної комбінації функцій дають нульовий внесок при формуванні виразів швидкості, тому ці дві функції, які можуть бути виключені при пошуку частинного розв'язку рівняння (2).

За текстом роботи [1] загальний розв'язок рівняння (2) подається у вигляді:

$$W(\xi; \eta) = N(\eta) + \frac{1}{a} \cdot M(\eta) \cdot H(\xi; \eta), \quad (4)$$

а граничні умови (3) записуються окремо для кожної з функцій $N(\eta)$ та $M(\eta)$.

Два останні штучні перетворення дозволяють привести кількість невідомих в частинному розв'язку рівняння (2) до кількості наявних в задачі граничних умов.

Приклади візуалізації розв'язків тестової задачі наведені на рис. 1–2.

Висновки. Гранична задача (2)–(3) не використовує припущення про малу величину зазору між шипом та підшипником, тому вона також є математичною моделлю процесу перемішування в'язкої рідини за зазначених умов.

Математичний апарат, який використовується для її розв'язання, виходить за межі традиційних курсів вищої математики (у межах 80 лекційних годин), які викладаються студентам інженерних спеціальностей. Тому на заняттях з фахових дисциплін доцільним є використання навчального модуля розрахунку стаціонарного режиму роботи підшипника ковзання, який забезпечує візуалізацію полів розподілу функції потоку та тиску в досліджуваній задачі, а також знаходження аналітичних виразів вказаних функцій.

Розробка навчального модуля здійснена авторами у програмному середовищі математичного процесора Maple.

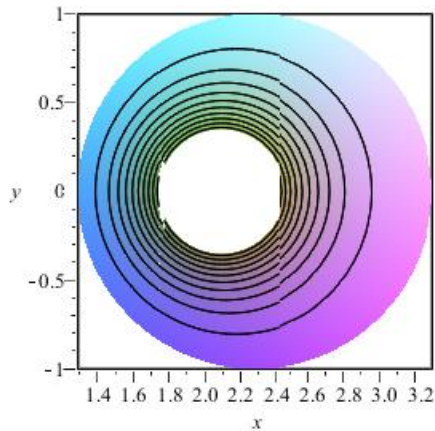


Рис. 1. Лінії рівня функції потоку W в тестовій задачі.

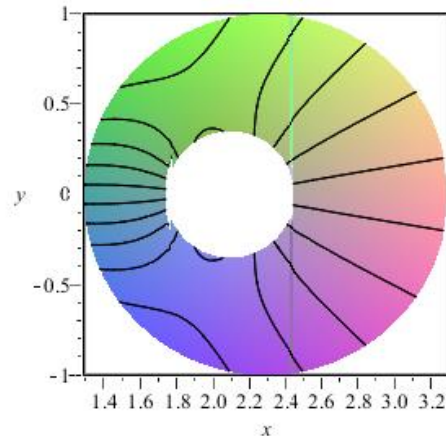


Рис. 2. Лінії рівня змінної тиску в тестовій задачі.

ЛІТЕРАТУРА

1. Жуковский Н. Е., Чаплыгин С. А. О трении смазочного слоя между шипом и подшипником. *Гидродинамическая теория смазки*. М.-Л.: Гос. технико-теоретическое изд-во, 1934. С. 501–522.

2. Никитин А. К., Ахвердиев К. С., Остроухов Б. И. Гидродинамическая теория смазки и расчет подшипников скольжения, работающих в стационарном режиме. М.: Наука, 1981. 316 с.

3. Казакова А. О., Петров А. Г. О поле скоростей вязкой жидкости между двумя цилиндрами, вращающимися и движущимися поступательно. *Известия РАН. Механика жидкости и газа*. 2016. № 3. С. 16–25.

Коппенфельс В., Штальман Ф. Практика конформных отображений. М.: ИЛ, 1963. 406 с.

Секція 4

ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ТА ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ І ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ, ЙОГО ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УТВОРЕННЯ ОКСИДІВ СІРКИ В ДВОПАЛИВНІЙ НИЗЬКОЕМІСІЙНІЙ КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ГТД ПРИ РОБОТІ НА РІДКОМУ ПАЛИВІ

Сербін С.І., Діасамідзе Б.Т.

Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна

Вступ. Утворення шкідливих речовин в камері згоряння газотурбінного двигуна (ГТД) – комплексний процес взаємодії багатьох елементів. Протікання реакцій горіння залежить від фізико-хімічних властивостей паливо-повітряної суміші, концентрації реагуючих компонентів і часу їх взаємодії. Під час раннього етапу проектування та розробки камер згоряння ГТД велика увага приділяється досягненню однорідності паливо-повітряної суміші та спалюванню цієї суміші без шкідливого впливу на елементи камери згоряння та ГТД в цілому.

Актуальність досліджень. Однією із таких хімічних сполук, що може нанести шкоду як двигуну та паливній системі в цілому, так і навколишньому середовищу є оксиди сірки (SO_x). Особливо це актуально для рідких палив, що мають у своєму складі до 2..3 % органічної сірки, яка у процесі горіння окислюється до діоксиду SO_2 . Частина SO_2 може перетворюватись в SO_3 і далі, в присутності водяних парів, у сірчану кислоту H_2SO_4 , яка, в свою чергу, має високу корозійну активність [1].

Постановка задачі. Метою дослідження є виявлення розподілу концентрацій оксидів сірки (SO_x) при роботі на паливі, що імітує дизельне із формулою $C_{16}H_{29}$, з різними масовими частками сірки, в перспективній двопаливній камері згоряння двигуна UGT25000 [2] за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки (CFD).

Обговорення результатів.

Механізм утворення SO_x та H_2SO_4 в камері згоряння представлено нижче [3]:



Отримано розподіли викидів з'єднань сірки при підводі рідкого палива та його змішування з окиснювачем в каналах аксіально-радіальних завихрювачів з витратами палива через зовнішній та внутрішній канали завихрювачів 0,09495 та 0,00495 кг/с. В Табл. 1 приведено мольні концентрації SO_2 та SO_3 у вихідному перерізі для різних варіантів масового вмісту сірки в паливі.

Таблиця 1. Мольні концентрації SO_2 та SO_3 у вихідному перерізі камери згоряння

Масова частка сірки в паливі	Мольна частка SO_2 у вихідному перерізі, ppm	Мольна частка SO_3 у вихідному перерізі, ppm
0,5 %	2,604e-4	7,221e-6
1 %	2,930e-4	8,128e-6
1,5 %	3,114e-4	8,645e-6
2 %	3,287e-4	9.116e-6

На рис. 1-2 зображено розподіли SO_2 та SO_3 в камері згоряння при радіальній подачі рідкого палива. При збільшенні масової частки сірки в паливі утворюється більша кількість SO_2 в первинній зоні горіння, а оксид SO_3 утворюються ближче до вихідного перерізу жарової труби камери згоряння.

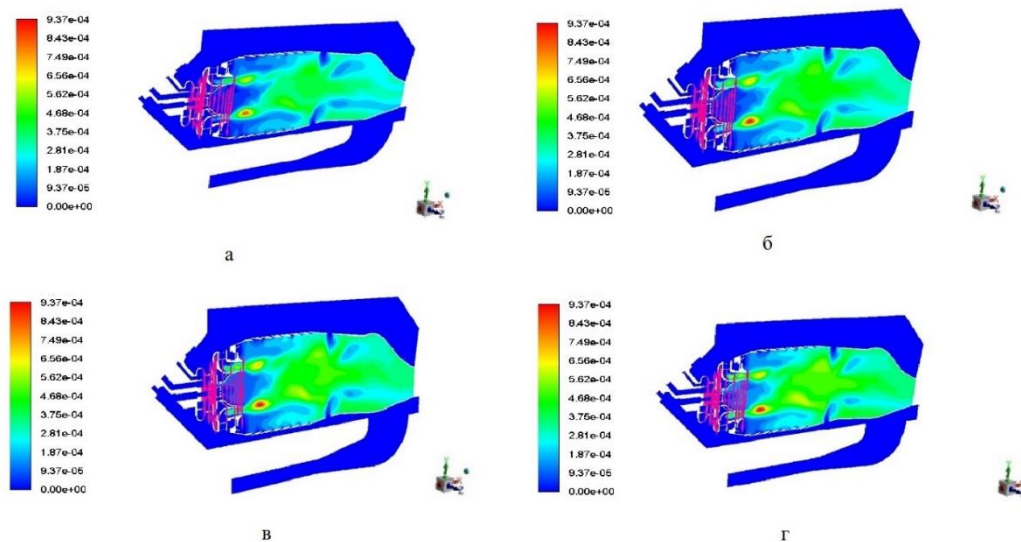


Рисунок 1. Розподіли SO_2 в камері згоряння при радіальній подачі палива: Варіанти підводу палива з різним масовим вмістом сірки в паливі: а – 0,5 %; б – 1 %; в – 1,5 %; г – 2 %

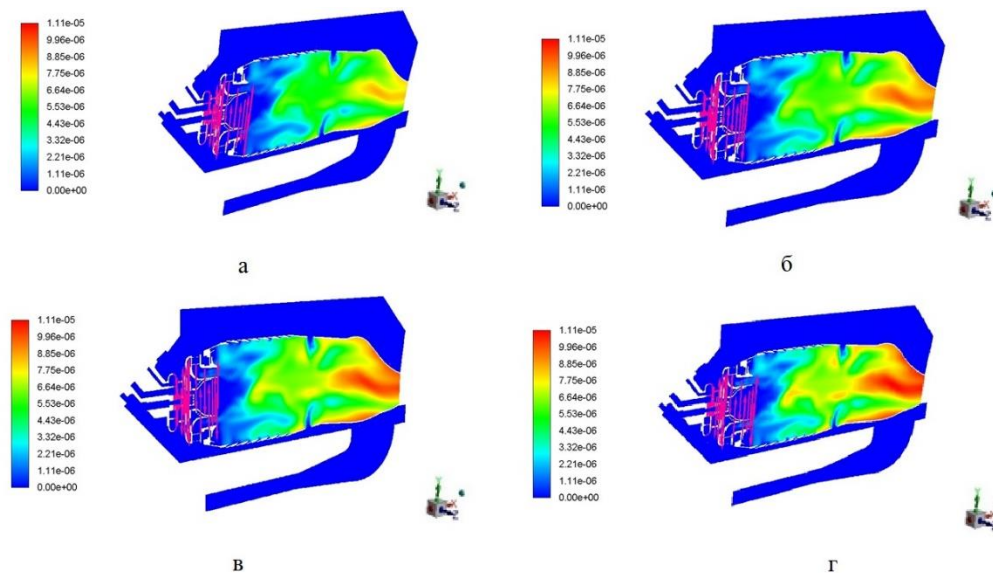


Рисунок 2. Розподіли SO_3 в камері згоряння при радіальній подачі палива. Варіанти підводу палива з різним масовим вмістом сірки в паливі: а – 0,5 %; б – 1 %; в – 1,5 %; г – 2 %

Висновки. Отримано розподіли концентрацій оксидів сірки SO_2 та SO_3 за допомогою тривимірного математичного моделювання для різних масових концентрацій сірки в рідкому дизельному паливі при радіальному способу його підводу в канали аксіально-радіальних завихрювачів низькоемісійної камери згоряння ГТД.

ЛІТЕРАТУРА

1. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок: Навчальний посібник. – Миколаїв:УДМУТ, 2002. – 84 с.
2. Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. Агрегати виробництва України та Росії: Навчальний посібник. М.Д. Белікчі (Ред.), Сучасні газотурбінні агрегати: У 2т. (Т.1, с. 33-34). – Миколаїв: НУК, 2006.
3. Harris B.W. Conversion of Sulfur Dioxide to Sulfur Trioxide in Gas Turbine Exhaust. ASME. J. Eng. Gas Turbines Power. October 1990; 112(4): 585–589.

РАЗВИТИЕ КОНЦЕПЦИИ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Настасенко В.А.

Херсонская государственная морская академия, Украина

Введение. Работа относится к сфере создания двигателей для транспортного флота, в частности – к разработке перспективных конструкций, работающих на альтернативном и экологически чистом топливе.

В настоящее время на транспортном флоте основную долю судовых двигателей составляют двигатели внутреннего сгорания (ДВС), работающие на разных видах нефтяного топлива. В результате многолетней разработки и эксплуатации они приблизились к пику своего совершенства, после которого необходим переход к принципиально новым решениям.

Разработка перспективных конструкций судовых ДВС наиболее эффективна при создании концепции, которая позволяет: 1) выбрать правильный путь развития; 2) более эффективно распределить людские и технико-экономические ресурсы на выполнение работ; 3) экономить затраты средств, труда и времени проектировщиков и производителей новой продукции. Поэтому разработке новых концепций уделяется большое внимание во всех сферах жизни и деятельности человека [1]. Актуальна данная проблема для судового двигателестроения, где назревает потребность в новом качественном скачке.

При разработке концепций обычно выделяют несколько уровней, которые связаны: 1) с ближней перспективой развития систем на 10 лет, 2) со средней перспективой развития на 10...20 лет, 3) с дальней перспективой развития на 20 лет и более.

Концепция *ближней перспективы* в двигателестроении связана с решением задач уменьшения загрязнения окружающей среды, которая вызвана значительным количеством выбросов попутных вредных веществ, содержащихся в нефти. Острота данной проблемы возросла в связи с переходом в судовых ДВС от дизельных топлив к тяжелым, содержащим повышенные концентрации не только серы, но и других вредных веществ, в т.ч. тяжелых металлов. В рамках этих проблем совершенствуются конструкции камер сгорания, систем ввода топлива и воздуха, а также систем подготовки и подвода топлива. Для этого широко используются также системы компьютерного управления процессами их работы. Однако достигнутый уровень существующих разработок уже достаточно высок и значительных скачков в них не ожидается, а борьба идет за 1...2 % роста качественных показателей.

К концепции *средней перспективы* следует отнести: 1) переход на газовое топливо, которое отодвигает проблему его исчерпания на 30...40 лет по сравнению с нефтяным топливом, уменьшает выбросы вредных попутных веществ, однако выброс газов парниковой группы CO, CO₂ уменьшается при этом незначительно [2]; 2) использование на судах альтернативной энергетики (солнечной, ветряной, гидроволновой) [2]. Главная цель этого этапа – *сокращение выбросов газов CO, CO₂ и других вредных веществ*.

Предлагается также замена топлив на базе нефти и газа водно-угольными смесями [3], что значительно отодвигает срок его исчерпания (разведанных запасов угля хватит на 300...400 лет). Однако выбросы вредных веществ и газов CO, CO₂ при этом наибольшие по сравнению с нефтяным и газовым топливом. Кроме того, угольная пыль в воде, находясь во взвешенном состоянии, в условиях длительности плавания судов может выпадать в осадок, засоряя емкости для топлива и системы его подвода, что требует дополнительных затрат на устранение указанного недостатка. Например, возможно измельчение частиц пыли до массы < 5,9·10⁻⁸ кг, при которых силы собственного колебания молекул воды превысят силы тяготения пыли и не дадут ей упасть. Однако это требует больших материально-технических затрат и времени на измельчение угля, существенно повышающих стоимость такого топлива.

Концепція *дальней перспективи* зв'язана з повним відмовою від палив на базі нафти і газу і заміною їх водородним паливом. При цьому можливі 2 напрямки застосування водороду: 1) в мембранних електрохімічних елементах; 2) як хімічного палива. Однак при цьому виникає ряд проблем, рішення яких є актуальною задачею і становить головну мету виконуваної роботи. Її наукова новизна заключається в пошуку найбільш перспективних шляхів розвитку ДВС і судового двигателестроєння в умовах зростаючих енергетичних і екологічних проблем суспільства. Практична значимість виконуваної роботи посилюється проблемами економії традиційного нафтяного палива, в межах вичерпаності його запасів і виділення при його згорянні газів парникової групи CO, CO₂, підвищують загрозу глобального потепління на Землі.

Нові результати роботи і їх обговорення. В 2010 г. в роботі [4] була запропонована концепція застосування водороду, як судового палива, з використанням підйомних бортових реактивних водородних двигателів. Це дозволяє використовувати накопичений досвід створення таких двигателів для космічної системи «Буран-Енергія», що спрощує процес їх розробки і впровадження, попутно вирішуючи проблему двигателів. За 10 років після публікації цієї концепції [4] її ніхто не спростував і не запропонував кращу, тому вона в переробленому і розвинутому вигляді пропонується повторно для широкого обговорення.

В основу запропонованої нової концепції покладено принцип розділення процесів енергозабезпечення судна і створення його тяги. Пропонується зробити це при окремому використанні електрохімічних паливних елементів [5] і реактивних двигателів.

Відомі низькотемпературні твердополімерні електрохімічні паливні елементи з протоннообмінною мембраною виробляють електроенергію за рахунок протікання окислювально-відновлювальних реакцій перетворень реагентів H₂ і O₂, неперервно підведених до електродів [5]. На аноді молекули H₂ розпадаються на іони (протони 2H⁺ і електрони 2e⁻). Пряме рух електронів від анода до катоду створює електричний струм, а на катоді вони іонізують подаваний кисень O²⁻, який з'єднується з прошедшими через мембрану протонами 2H⁺ і приводить до їх з'єднання в реакції з утворенням води. При цьому енергія цього з'єднання в основному замінюється енергією електричного струму, однак частина її поступово нагріває елемент, що вимагає його охолодження.

Переваги даної системи – в виключенні проміжних перетворень для отримання електричної енергії, що забезпечує початковий КПД більше 80%. Однак по мірі засорення мембрани попутними з H₂ і O₂ газами, через 5...6 тисяч годин роботи він поступово падає до 50%. Це вимагає їх заміни і удорожує виробництво електроенергії в 3...5 разів порівняно з традиційними процесами. Оскільки за останні 20 років час роботи мембран суттєво не змінився, ведеться лише пошук більш дешевих варіантів, тому застосування таких елементів для живлення електродвигателів, замінюючих головні ДВС на транспортній флоті, економічно нецелесообразно. Виключення можливі, коли більш важливо екологічність їх роботи, наприклад, в міських прогулочних катерах [2].

В інших випадках підвищення економічної ефективності і тривалості експлуатації електрохімічних паливних елементів пропонується шляхом скорочення часу їх фактичної роботи. Тому в ідеальному варіанті – кожен судовий електричний пристрій (або група пристроїв, що працюють в однаковому режимі) повинні живитися своїм паливним елементом. Це скоротить частоту і вартість заміни мембран, крім систем, що працюють постійно: навігації, забезпечення життя, холодильників, подачі палива і повітря в реактивний двигач і др. Потужність паливних елементів зменшується за рахунок виключення живлення ними головного електродвигача судна, застосованого в відомих проектах з електрохімічними генераторами (ЕХГ). Не потрібні також електрогенератори і їх ДВС. Таким чином, зменшується загальна частота заміни мембран і дешевієє вартість ЕХГ, а втрата їх КПД протікає за період часу більше 6 тис. ч.

В рамках предлагаемой концепции для глиссеров и суден на воздушной подушке возможна прямая замена пропеллерных систем реактивными, что сравнимо с революцией в авиации. Для транспортных суден водоизмещением > 5 тыс. т. целесообразны подводные реактивные двигатели, опускаемые вначале движения по бортам или в корме корпуса судна.

В этом случае сдерживающим фактором для внедрения предлагаемой концепции является задача совершенствования электрохимических топливных элементов и гидридов для хранения водорода.

По своим организационным и технико-экономическим показателям предлагаемая система применения водорода превосходит все известные в данной сфере технические и организационно-экономические решения.

Выводы и рекомендации.

1. Разработка концепции совершенствования судовых ДВС целесообразна с разделением ее на 3 уровня, связанные: 1) с ближней перспективой на 10 лет, 2) со средней перспективой на 10...20 лет, 3) с дальней перспективой – на 20 лет и более.

2. Основные критерии на 1-м уровне концепции совершенствования ДВС сводятся к расширению возможности сокращения расхода топлива, которое обеспечивается развитием конструкций двигателей; повышению полноты и качества сгорания топлива.

3. Основные критерии на 2-м уровне концепции совершенствования ДВС сводятся к переходу их на газовое топливо и использованию на судах альтернативной энергетики (солнечной, ветряной, гидроволновой).

4. Основные критерии на 3-м уровне концепции совершенствования ДВС сводятся к использованию водорода, как наиболее перспективного топлива будущего, которое имеет неограниченные запасы в природе, является экологически чистым, не ведет к выбросам газов парниковой группы и других вредных примесей.

5. Применение водорода целесообразно с разделением процессов электрообеспечения судна и его тяги, для первого – предпочтительно применение электрохимических топливных элементов, а для второго – прямооточных реактивных двигателей.

6. Для глиссеров и суден на воздушной подушке возможна замена пропеллерных систем реактивными, для транспортных суден водоизмещением > 5 тыс. т. целесообразны опускаемые по бортам или в корме их корпуса подводные ракетные двигатели.

7. Для повышения технико-экономических показателей и долговечности применения электрохимических топливных элементов предлагается сокращение времени их фактической работы путем применения для отдельных или для групп судовых электрических систем, работающих в одинаковом режиме.

8. Простота, относительная дешевизна и надежность предлагаемой концепции способствует ее широкому применению, она может быть принята за основу для дальнейшего ее обсуждения в различных коллективах специалистов, проектирующих, изготавливающих и эксплуатирующих ДВС, на базе которого возможно окончательное создание обобщенной концепции развития судового двигателестроения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Єріна А.М. Методологія наукових досліджень. Навч. Посібник / А.М. Єріна. – К.: МОН. 2004. – 216 с.

2. Шурляк В. К. Применение альтернативных видов энергии и альтернативных топлив на морских судах / В. К. Шурляк // СПГ как альтернативное топливо для морских судов: материалы Всероссийского Семинара. – СПб: ГМА им. адм. С. О. Макарова, 2012. – 24 с. [Электронный ресурс.] – Режим доступа: www.korabel.ru/filemanager/OTHER/0/0/3.pdf.

3. Белоусов Е. В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания – Херсон: ОАО "ХГТ", 2006. – 452 с.

4. Настасенко В.А., Подкорытов А.М. Современная концепция развития судовых двигателей внутреннего сгорания // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова. – С-Пб: № 2(10) 2011. – С. 50-56.

5. Прохоров И. Ю., Акимов Г. Я. От топливных ячеек к водородным элементам: твердые электролиты и нанoeлектроды // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – № 3 (73). – С. 66–74.

6. The Hydrogen Economy: Opportunities, Costs, Barriers, and R&D Ned. (2004). National Research Council National Academy of Engineering. Washington, DC, USA: National Academies Press. 204 p.

7. Коротеев А.В, Смоляров В.С. Водород – энергоноситель XXI века // Военный парад. – 2005. – № 2. – С. 26–28.

АНАЛІЗ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЗАПОБІГАННЯ ВІДКЛАДЕННЯ НАКИПУ НА ВНУТРІШНІЙ ПОВЕРХНІ ЗМІЙОВИКА ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА

¹Богатчук І.М., ¹Прунько І.Б., ²Богатчук М.І.

¹Івано-Франківський національний університет нафти і газу, Україна

²Група транспортних сервісів м. Надвірна, ПАТ «Укрнафта», Україна

Зміни, які відбулись у народному господарстві України суттєво загострили проблему економії паливно-мастильних матеріалів при виконанні технологічних процесів теплогенераторними паросиловими пересувними установками типу ППУА, зокрема при депарафінізації свердловин, трубопроводів, нафтогазового та іншого обладнання насиченою парою високого і низького тиску, а також для інших побутових та промислових потреб [1].

В умовах ринкової економіки актуальним є питання енергозаощадження та ресурсозбереження, які мають безпосередній вплив на собівартість виробленої підприємствами галузі продукції, зокрема видобутих нафти і газу.

В процесі роботи парогенераторних установок мають місце випадки порушення правил інструкцій з технічної експлуатації. Не завжди у виробничих умовах контролюється якість живильної води, що подається до парогенератора. Зустрічаються і інші порушення, наприклад, перегрів котла: належно не підготовлена вода зумовлює появу шару накипу з низьким коефіцієнтом теплопровідності, та, як наслідок, і високого термічного опору стінок труб, що призводить до зниження коефіцієнта корисної дії (ККД) котла, перевитрат палива на отримання необхідної кількості пари, в порівнянні з нормативними даними регламентованими інструкціями з технічної експлуатації установок [2].

Згідно існуючих норм, загальна жорсткість живильної води для парогенераторів, виробляючих пару з тиском 60-110 кг/см², не повинна перевищувати в середньомісячній нормі 0,01 – 0,005 мг-екв/л, а вміст кисню в цій воді не повинен бути вищим 0,01 – 0,015 мг/кг [3].

При роботі парового котла на воді з твердістю більше 0,01 мг-екв/л на внутрішніх стінках змієвиків осідає накип. Чим гірша якість живильної води, тим інтенсивніше відкладається накип. Інструкціями з технічної експлуатації установок [4] робота парового котла на непідготовленій живильній воді не допускається.

Аналіз умов експлуатації парогенераторних установок мобільного типу показує, що їх кількість в підприємствах нафтогазової галузі розосереджена територіально (не сконцентрована в одному територіальному чи регіональному районі). Нафтогазові управління чи інші підприємства мають одну, а в кращому випадку декілька парогенераторних установок. Таким організаціям економічно недоцільно створювати спеціальні технологічні системи для підготовки живильної води, в кращому випадку використовують живильну воду котельних агрегатів, яка споживається для обігріву приміщень та інших побутових потреб. При цьому не враховується різниця фізико-хімічних властивостей води для живлення парових і водогрійних котлів.

Відома магнітна обробка води виявилась дуже ефективною при боротьбі з накипом. Прискорення процесу кристалізації мінеральних домішок в воді, яка пройшла магнітну обробку, приводить до значного зменшення розміру частинок накипу утворюючих солей. В результаті накип практично припиняє осадження на стінках апаратів та труб. Омагнічена вода використовується не тільки в промисловості, а і в сільському господарстві [5].

Інша гіпотеза викладена в роботі [6]. Не зважаючи на переваги магнітної обробки води з метою запобігання відкладанню накипу на внутрішніх стінках змієвиків даний спосіб широкого застосування не знайшов. Наука ще не зовсім прийшла до однієї думки про вплив магнітного поля на властивості води, а значить і промислове використання магнітної обробки

води для отримання пари в теплогенераторах даного типу не дало бажаних результатів, так як собівартість хімічної підготовки води набагато дорожча ніж магнітна обробка.

Відомий пристрій для попередження відкладення накипу на стінках кип'ятильних трубок парових котлів [7], який складається із очисного елемента розміщеного в середині змійовика (кип'ятильної трубки), причому сам очисний елемент складається з скручених в трубку гофрованих бляшаних пластинок, вставлених у внутрішню частину змійовика (кип'ятильних трубок). Внаслідок введення такого елемента накип буде відкладатись на поверхні вставленої гофрованої трубки, яку при забрудненні виймають і замінюють другою.

Недоліком наведеного пристрою є його складність при виготовленні та експлуатації, а також зменшення теплопровідності штучно утвореної подвійної стінки змійовика.

Авторами запропоновано пристрій [8] для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовика теплогенератора, який складається з очисного елемента, розміщеного в середині змійовика, виготовленого у вигляді гнучкої линви оснащеної дротинами із м'якшого матеріалу від матеріалу змійовика, причому довжина дротин та їх закріплення на линві забезпечує розміщення очисного елемента в змійовику з натягом, новим є те, що додатково містить пропелери, кожен із пропелерів закріплений нерухомо на линві і містить має щонайменше три лопаті, зовнішній діаметр пропелерів менший від діаметра неочищеного змійовика.

Суть запропонованого винаходу пояснюється кресленням рисунок 1, на якому зображена принципова схема пристрою для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовиків теплогенераторів.

Пристрій складається з труби 1 змійовика теплогенератора (на рисунку 1 не показано), вставленого у трубу 1 на всю його довжину очисного елемента, який містить гнучку линву 2, та розміщених і закріплених в линву дротин 3, виготовлених із м'якшого матеріалу ніж труба змійовика. В даному випадку линва 2 і дротини 3 утворюють гнучку линву-йоржик. Крім того на линві 2 нерухомо закріплені пропелери 4.

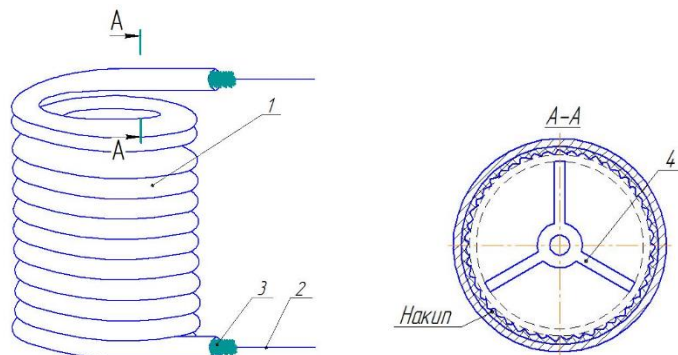


Рисунок 1. Пристрій для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовика теплогенератора

Вироблена в змійовику теплогенератора пара, виходячи з змійовика 1 діє на лопаті пропелера 4, який приводить в обертотий рух линву 2 за рахунок тиску робочого тіла. При цьому вмонтовані в линву 2 дротини 3 рухаються разом з линвою вступають в контакт з утвореним шаром накипу і знімають його з внутрішньої поверхні труби змійовика 1. При випуску пари утворений накип в вигляді шламу буде виноситись з труби 1 змійовика.

Запропонований пристрій для запобігання відкладенню накипу на внутрішній поверхні змійовиків теплогенераторів дозволить використовувати непідготовлену воду, продовжить термін експлуатації котла та знизить собівартість виготовлення пари та роботу котла парогенератора при ступені сухості пари більше 0,8.

ЛІТЕРАТУРА

1. Байбаков Н.К., Брагин В.А., Гарушев А.Р., Толстой И.В. Термоинтенсификация добычи нефти - М.: Недра, 1971.- 280 с., 2. Бойко В.С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ. Підручник. – К.: ІСДО, 1995.- 496 с.
2. Козак Ф. В. Про методику визначення витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту / Ф. В. Козак, Б. Д. Процюк, М. І. Богатчук // Науковий вісник ІФНТУНГ – 2008. – № 2 (18). – С. 89-93.
3. Бойко В.С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ. Підручник. – К.: ІСДО, 1995.- 496 с.
4. Установка промысловая паровая передвижная ППУА-1600/100. Руководство по эксплуатации (ТУ 26-02-987-85). ОАО ”Нальчикский машиностроительный завод” – Нальчик, КБР - 2005.- 73 с.
5. Лашенко О.О. Проблеми використання омагніченої води в харчовій промисловості. Програма і матеріали 79 міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів «Наукові здобутки молоді — вирішенню проблем харчування людства у ХХІ столітті», 15 – 16 квітня 2013 р. — К.: НУХТ, 2013 р. — Ч. 2. — Ст.370-372.
6. Олена Можаровська: Вплив магнітного поля на властивості води. - Український науковий портал «Labprice.ua». Режим доступу: <http://labprice.ua/statti/naukovo-pro-chudesni-vlastivosti-vodi/vpliv-magnitnogo-polya-na-vlastivosti-vodi/>.
7. А.с. СССР № 33537, клас 13а,30. Приспособление для предупреждения отложения накипи на стенках кипячительных трубок паровых котлов / П. Н. Мясоедов. - № 128296; заявл. 04.05.1933г.; опубл.31.12.1933 г.С-2.
8. Пат. 138280 Україна, МПК F28G 3/04 (2006 01). Пристрій для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовика теплогенератора / І. М. Богатчук, М. Й. Бурда, М. І. Богатчук, І. Б. Прунько; власник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – № u201904686 ; заявл. 02.05.2019; опублік. 26.11.2019, Бюл. № 22. – 3 с.

ОСОБЛИВОСТІ АДАПТАЦІЇ СУЧАСНИХ ІНФОРМАЦІЙНИХ СИСТЕМ ДО ОБ'ЄКТІВ МОНІТОРИНГУ І ДІАГНОСТУВАННЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

¹Грицук І.В., ¹Черненко В.В., ¹Дзигар А.К., ²Вербовський О.В.

¹Херсонська державна морська академія, Україна

²Інститут Газу НАН України, Україна

Вступ. Метою роботи є пошук альтернативних шляхів збору та узагальнення інформації для покращення контролю посадовими особами за раціональною організацією експлуатації морських та річкових транспортних засобів. Об'єкт дослідження полягає в розробці та дослідженні систем моніторингу технічного стану суднових енергетичних установок і режимів праці та відпочинку її операторів в умовах експлуатації на морському і річковому транспорті. Предметом дослідження є існуюча нормативно-правова база та інформаційні системи моніторингу технічного стану суднових енергетичних установок і режимів праці та відпочинку її операторів в умовах експлуатації на морському і річковому транспорті.

Актуальність зумовлена тим, що керування складними системами, пов'язаних з фізичним та розумовим станом працівників, має прояв у застосуванні комплексів автоматизованого управління та контролю. Облік та ведення технічної документації в сфері експлуатації транспортних засобів спонукає до пошуку альтернативних шляхів збору та узагальнення інформації, для покращення контролю посадовими особами за належною організацією експлуатації транспортних засобів, планування режимів праці та відпочинку працівників, а також своєчасного прийняття рішення щодо визначення потреби в обслуговуванні чи ремонті транспортних засобів.

Постановка задачі. Проаналізувати наявні методи, засоби і системи інформаційного забезпечення моніторингу технічного стану складових суднових енергетичних установок в умовах експлуатації. Зробити аналіз існуючих способів і методів моніторингу режимів праці і відпочинку працівників морського і річкового транспорту в умовах експлуатації. Узагальнити та систематизувати існуючі шляхи збору та узагальнення інформації щодо покращення контролю посадовими особами за раціональною організацією режимів праці і відпочинку працівників морського і річкового транспорту в умовах експлуатації та моніторингу технічного стану складових суднових енергетичних установок в умовах експлуатації.

Результати досліджень. В умовах експлуатації засобів транспорту питання робочого часу регламентуються на наступних рівнях: міжнародному універсальному, регіональному рівні та національним законодавством держав. З метою захисту здоров'я працівників та організації виробничих процесів експлуатації транспорту мінімальні стандарти робочого часу та часу відпочинку врегульовано і в законодавстві ЄС [1].

Право кожного працівника, в частині роботи засобів транспорту, на встановлення максимального робочого часу та часу відпочинку закріплено у п. 2 ст. 31 Хартії основних прав ЄС, а саме: кожен працівник має право на обмеження максимальної тривалості робочого часу, на щоденний та щотижневий відпочинок, а також на щорічну оплачувану відпустку. Деталізація цього положення міститься у Директиві Європарламенту та Ради 2003/88/ЄС "Про деякі аспекти організації робочого часу", яка є основним документом ЄС, що регулює питання робочого часу та часу відпочинку працівників в умовах експлуатації транспорту [1].

Основні вимоги до умов зайнятості, нормування робочого часу та часу відпочинку на транспорті в умовах експлуатації наступні (за видами транспорту):

- в судноплавстві: в розділі 2 Конвенції про працю в морському судноплавстві; Директиві 1999/63/ЕС; Положенні про робочий час та час відпочинку плаваючого складу морського і річкового транспорту України [2].

В Україні діє «Положення про робочий час та час відпочинку плаваючого складу морського і річкового транспорту України» затверджене Наказом Міністерства інфраструктури України від 29.02.2012 року за № 135 [3].

Положення містить у собі чотири розділи, а саме:

I. Загальні положення; II. Робочий час; III. Час відпочинку; IV. Авральні, аварійні та надурочні роботи.

Формування системи дистанційного контролю технічного стану суднової енергетичної установки в умовах експлуатації в рішеннях цих задач, пов'язано з розробкою та впровадженням інформаційних систем. Зупинимось на виконанні аналізу і обґрунтування можливості забезпечення вимог та використання судових систем моніторингу і діагностування стану енергетичної установки.

Інформаційні системи поділяються на кілька категорій, кожна з яких займає певну нішу у виробничому процесі, виконуючи необхідні дії з інформаційної підтримки підприємства.

Аналіз інформаційних систем та об'єктів діагностування наведено в (табл. 1).

Таблиця 1 – Аналіз судових інформаційних систем та об'єктів моніторингу і діагностування

№ з/п	Інформаційна система	Об'єкт моніторингу і діагностування*						
		ТК	ПА	ДСГД	ЦПГ	Н	ОП	ОПВ та М
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	СЕДС фірми «Зульцер» Швейцарія			+	+			
2.	СИПВА фірми «Зульцер» Швейцарія			+	+			
3.	СС - 10 фірми «Бурмейстер и Вайн»	+	+	+	+	+	+	+
4.	«Дата Тренд» фірми «Норконтрол» (Норвегія)	+	+		+	+	+	+
5.	Система DETS фірми «Норконтрол» (Норвегія)		+	+				
6.	«Силдет-СМ» фірми АСЕА (Швеція)				+			
7.	«Силдет-Мип» фірми АСЕА (Швеція)			+	+			
8.	«ТК-Унит» фірми АСЕА (Швеція)	+			+			
9.	РЕД фірми «Пилстик» (Франція)	+			+			
10.	Система «Виброметр» фірми «Виброметр» (Швейцарія)		+	+	+			
11.	«Нипп - Монитор» фірми «Виброметр» (Швейцарія)			+	+			
12.	«MAN и Сименс» (Німеччина)	+		+	+			

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13.	DMTAS-1000		+		+			
14.	CPs-360 фірми STL (Данія)			+				
15.	МЕДИАГ-22 фірми «Сименс» (Німеччина)	+	+		+			
16.	МП-1 фірми «Аутроника» (Норвегія)				+			
17.	НК-3, НК-3а, НК-4, НК- 11 фірми «Аутроника» (Норвегія)			+	+			
18.	«Комос -D1, -D2, -D3, - D4» фірми МН1 (Японія),			+				

*ТК – турбокомпресор; ПА – паливна апаратура; ДСГД – допоміжні системи головного двигуна; ЦПГ – циліндропоршнева група; ОП – охолоджувачі повітря; Н – насоси; ОПВ та М – охолоджувачі прісної води та моторної оливи.

Автоматизація процесів експлуатації та управління морським та річковим транспортом, застосування інформаційних технологій, потребує посилення вимог до відповідальності та виконання функціональних обов'язків членів екіпажів. Експлуатаційна безпека на усіх основних режимах технічної експлуатації на водному транспорті, потребує вирішення питань, що пов'язані з режимами праці і відпочинку працівників.

Висновки. Напрацювання, що будуть отримані у результаті виконання дослідження, можуть бути використані структурами які займаються автоматизацією систем моніторингу, управління та режимів експлуатації на водному транспорті.

Впровадження результатів буде корисним безпосередньо в структурах, що здійснюють розробку інформаційних моделей планування робочого часу та часу відпочинку працівників морського та річкового транспорту в умовах експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Матеріальне право Європейського союзу. Регламентация робочого часу та часу відпочинку в праві ЄС https://pidruchniki.com/92299/pravo/reglamentatsiya_robochogo_chasu_chasu_vidpochinku_pravi
2. Положення про робочий час та час відпочинку плаваючого складу морського і річкового транспорту України <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0445-12>
3. Положення про робочий час та час відпочинку плаваючого складу морського і річкового транспорту України <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0445-12>
4. Костылев И.И. Судовые системы / И.И. Костылев, В.А. Петухов. – СПб: Изд-во ГМА им. адм. С.О. Макарова, 2010. – 420 с.
5. Биргер, И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер - М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.
6. Горбов В.М. Энциклопедия судовой энергетики / В.М. Горбов, В.П. Кот. – Николаев: НУК, 2013 – 607 с.
7. Грицук І.В., Черненко В.В., Худяков І.В., Погорлецький Д.С., Дзигар А.К. Особливості нормування режимів праці та відпочинку на транспорті в умовах експлуатації. Матеріали ІХ Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» СТПРАТ – 2019, м. Вінниця, ВНТУ – с. 62.

МАТЕМАТИЧНЕ ПЛАНУВАННЯ І ОБРОБКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ І ЧИСЕЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕПЛООБМІНУ КОМПАКТНИХ ПУЧКІВ ТРУБ

¹Богдан Ю.О., ²Горобець В.Г., ²Троханяк В.І.

¹Херсонська державна морська академія, Україна

²Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна

Вступ. На сьогоднішній день значна кількість досліджень присвячених процесам гідродинаміки і теплообміну виконується шляхом чисельного моделювання [1]. Це зумовлено розвитком комп'ютерної техніки, відповідного програмного забезпечення, зменшенням фінансових і часових витрат на проведення фізичних експериментів. Проте наукові дослідження за своєю суттю не можуть бути обмежені тільки чисельним моделюванням. Найкращі результати чисельного моделювання слід апробувати шляхом проведення фізичного експерименту. Таким чином чисельне моделювання передуює фізичному експерименту. Проте для перевірки адекватності математичної моделі, оптимізації кількості і часу проведення експериментів, обробки і узагальнення результатів раціонально використовувати методи математичного планування.

Матеріали і методика досліджень. Традиційно аеродинамічні та теплотехнічні експерименти у лабораторних умовах виконуються за допомогою аеродинамічної труби [2]. Чисельне моделювання автори виконують за допомогою програмного пакету ANSYS FLUENT, що являється потужним, апробованим у наукових колах інструментом в області моделювання потоків рідин і газів з врахуванням турбулентності та інших ефектів, теплообміну і хімічних реакцій в досліджуваних процесах. Також для математичного планування експерименту і автоматизованого розрахунку критеріального рівняння конвективного теплообміну для досліджуваного компактного пучка труб використовується програма STATGRAPHICS.

Основний матеріал. Основною спільною особливістю експериментальних і чисельних досліджень процесів гідродинаміки та теплообміну є те, що для узагальненого представлення отриманих результатів використовують безрозмірні критеріальні залежності. Факторами математичних моделей таких процесів являються відповідні критерії подібності [3, 4].

За рахунок методики регресійного аналізу, основаної на багатofакторному ортогональному плануванні першого порядку, обґрунтовано умови проведення дослідів для отримання числових коефіцієнтів критеріального рівняння тепловіддачі компактного пучку труб малого діаметру. Проведено дослідження процесів гідродинаміки і теплообміну експериментальним шляхом та за допомогою чисельного моделювання.

Проведення досліджень відбувалось у наступній послідовності:

1. Загальний опис об'єкта дослідження;
2. Чисельне моделювання у програмі Ansys Fluent;
2. Побудова математичної моделі процесу конвективного теплообміну;
3. Вибір границь області експерименту і рівнів варіювання факторів;
4. Визначення розмаху та інтервалів варіювання факторів;
5. Обґрунтування плану експерименту і умов проведення дослідів;
6. Первинна обробка експериментальних даних;
7. Оцінка «повторюваності» експерименту;
8. Розрахунок коефіцієнтів нормалізованого рівняння регресії;
9. Оцінка значимості отриманих коефіцієнтів регресії нормалізованої математичної моделі.

10. Оцінка адекватності нормалізованої математичної моделі.

11. Перерахунок коефіцієнтів рівняння регресії і приведення математичної моделі до натурального вигляду.

12. Приведення математичної моделі до стандартного вигляду.

13. Контрольна перевірка похибки отриманого критеріального рівняння в центральній точці області експерименту, будь то чисельного, або реального емпіричного.

Застосування методів планування експерименту дозволяє визначити похибку математичної моделі і робити судження щодо її адекватності. Якщо точність моделі виявляється недостатньою, то застосування методів планування експерименту дозволяє модернізувати математичну модель при проведенні додаткових дослідів без втрат попередньої інформації і з мінімальними затратами [4].

Висновки. За результатами виконаного регресійного аналізу отримана адекватна математична модель досліджуваного процесу конвективної тепловіддачі пучка гладких труб малого діаметру у вигляді степеневі залежності критерія Нуссельта від критеріїв Прандтля і Прандтля стінки.

Математичне планування прискорює проведення та обробку експериментів, що у результаті забезпечує отримання адекватних узагальнених результатів у вигляді напівемпіричної залежності безрозмірних критеріїв. В свою чергу застосування програми STATGRAPHICS автоматизує роботу і скорочує час проведення планування і обробки результатів до мінімуму.

ЛІТЕРАТУРА

1. D. Taler, Numerical Modelling and Experimental Testing of Heat Exchangers, Springer, Berlin-Heidelberg, 2019.

2. Узагальнення результатів експерименту та чисельного моделювання процесів теплообміну і гідродинаміки компактного пучка гладких труб малого діаметру / Горобець В.Г., Богдан Ю.О. Троханяк В.І., Антіпов Є.О., Масюк М.Ю. // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: Видавець Торубара В.В., 2019. – С. 25 – 30

3. Дикий Н.А. Основы научных исследований: теплоэнергетика / Н.А. Дикий, А.А. Халатов; под ред. Г.М. Доброва. – К.: Вища школа, 1985. – 223 с.

4. Семенов Б.А. Инженерный эксперимент в промышленной теплотехнике, теплоэнергетике и теплотехнологиях / Б.А. Семенов. – Санкт-Петербург: Издательство «Лань», 2013. – 400 с.

5. Сидняев Н.И. Теория планирования эксперимента и анализ статистических данных / Н.И. Сидняев. – Москва: Издательство Юрайт; ИД Юрайт, 2012. – 399 с.

УСТАНОВКА WÄRTSILÄ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ ВИКИДІВ ОКСИДІВ АЗОТУ NO_x (NOR)

Зінченко Д.О.

Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Зниження токсичності і частинок ВГ ДВЗ є складною науково-технічною задачею. Необхідність її вирішення диктується нормативно-законодавчими вимогами, які стають все більш жорсткими. Найчастіше їх виконання змушує знижувати економічні та енергетичні показники дизеля. Однак головні труднощі забезпечення екологічної безпеки ДВЗ пов'язані з селективністю компонентів ВГ. Іншими словами, способи зниження токсичності диференційовані по відношенню до шкідливих компонентів ВГ. Наприклад, заходи, спрямовані на зниження NO_x , не дають позитивного впливу на CO і CH_x , а по відношенню до викидів сажі дають зворотний ефект. Тому вибір того чи іншого способу поліпшення екологічності ДВЗ завжди супроводжується пошуком компромісу між токсичністю, димністю, паливною економічністю і витратами на реалізацію способу [1].

Основна частина. Наочну оцінку передбачуваних вимог щодо зниження викидів NO_x дає рисунок 1.

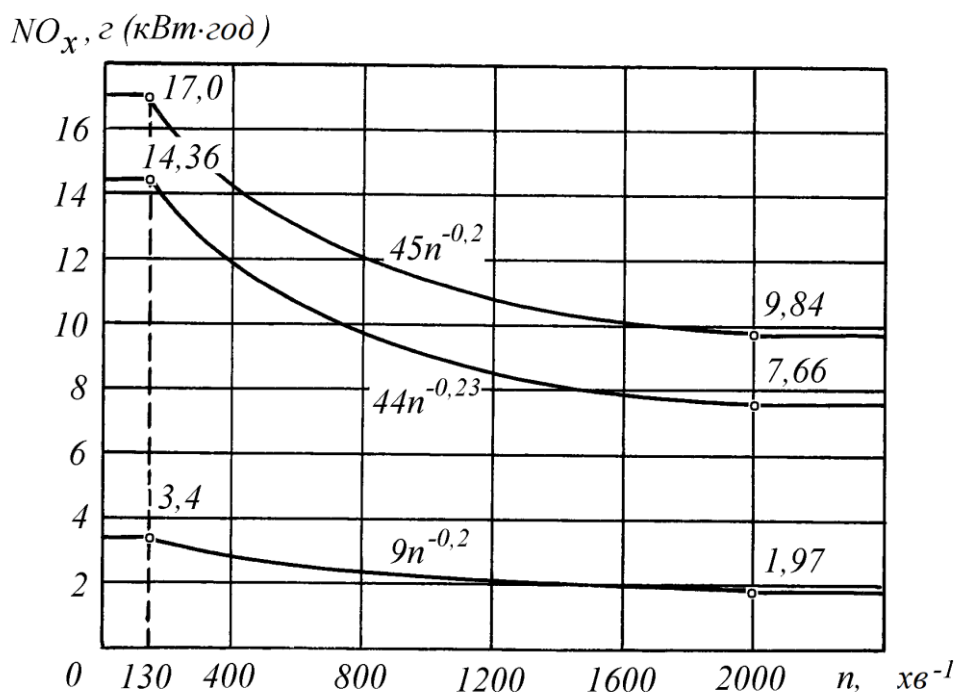


Рисунок 1. Гранично допустимі викиди NO_x для суднових дизелів [2]

Установка Wärtsilä для зниження викидів оксидів азоту NO_x (NOR) являє собою систему обробки випускних газів, в основі якої лежить технологія виборчого каталітичного відновлення (SCR) для зменшення кількості оксидів азоту NO_x . Система підходить для вирішення різних завдань по зниженню викидів оксидів азоту NO_x , в тому числі для забезпечення дотримання норм IMO Tier III.

Завдяки своїй надійності, гнучкості і компактним розмірам установка NOR (рис. 2) оптимізована і дозволена для застосування з середньообертовими двигунами. Ця система може встановлюватися як на нові судна, так і в рамках модернізації існуючих, і може використовуватися при роботі як на дистиллятах, так і на важкому паливі.

Основним компонентом установки NOR є реактор з системою видалення сажі і каталітичними елементами. До інших важливих систем установки відносяться блоки подачі, дозування і вприскування сечовини, а також повітряний блок і блок управління, які контролюють роботу NOR, відстежуючи параметри двигуна. Для простоти установки кілька допоміжних блоків зібрані в єдину систему, тому при наявності декількох установок NOR можуть використовуватися одні й ті ж блоки.

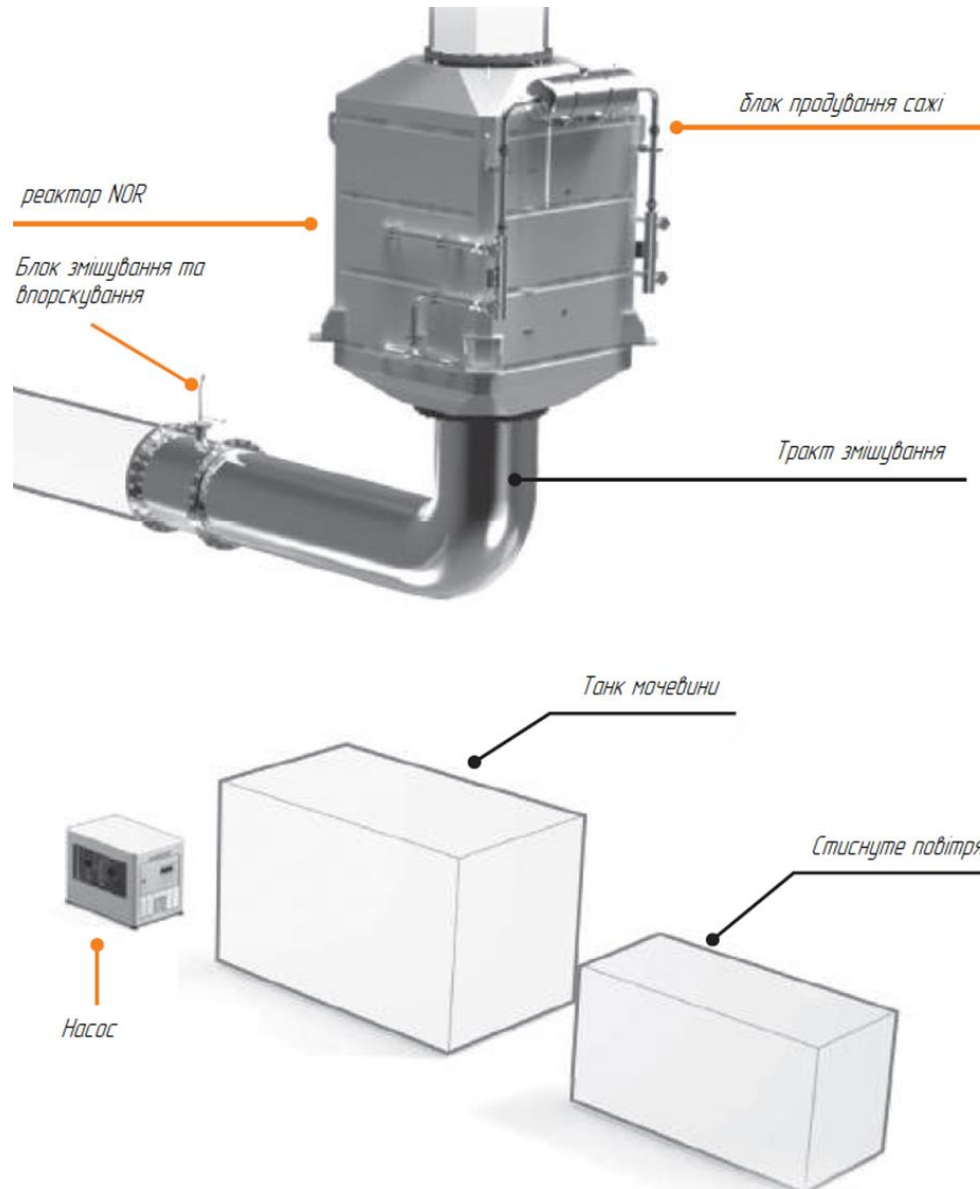


Рисунок 2. Установка Wärtsilä для зниження викидів оксидів азоту NO_x (NOR) [3]

Висновки. Застосування системи NOR виробництва Wärtsilä є вигідним для судновласників, оскільки вона сертифікована за нормами ІМО Tier III. Це забезпечує виконання нормативних вимог і дозволяє звести до мінімуму експлуатаційні витрати і максимально ефективно використовувати простір на борту судна.

ЛІТЕРАТУРА

7. [wartsila.com/future-shipping](https://www.wartsila.com/future-shipping)
8. <https://www.wartsila.com/marine>
9. [wartsila.com/egc](https://www.wartsila.com/egc)

Секція 5

**ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТНОЇ
ГАЛУЗІ**

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДОЛОГІЇ ОЦІНКИ ДІЙ ЛОКОМОТИВНИХ БРИГАД ПРИ ВИНИКНЕННІ НЕШТАТНИХ СИТУАЦІЙ

Горобченко О.М., Черняк Ю.В., Неведров О.В.
Державний університет інфраструктури та технологій, Україна

Важливу роль в забезпеченні безпеки руху відіграє людський фактор. Майже кожний випадок браку, а тим більше аварії пов'язані з порушеннями інструкцій і посадових обов'язків.

При визначенні імовірності транспортної події ми використали коефіцієнт $k_{лф}$ – коефіцієнт, що враховує людський фактор ($0 < k_{лф} < 1$). Призначення його полягає в тому, щоб дати комплексну оцінку спроможності локомотивної бригади уникнути або мінімізувати наслідки транспортної події. По-перше потрібно визначити чим обумовлюється така спроможність.

Таким чином постає задача виявлення і оцінки кола факторів, що впливають на величину $k_{лф}$.

В [1-3] визначено розподіл причин випадків браку в роботі. За цими даними можна скласти діаграму їх розподілу (рис. 1).

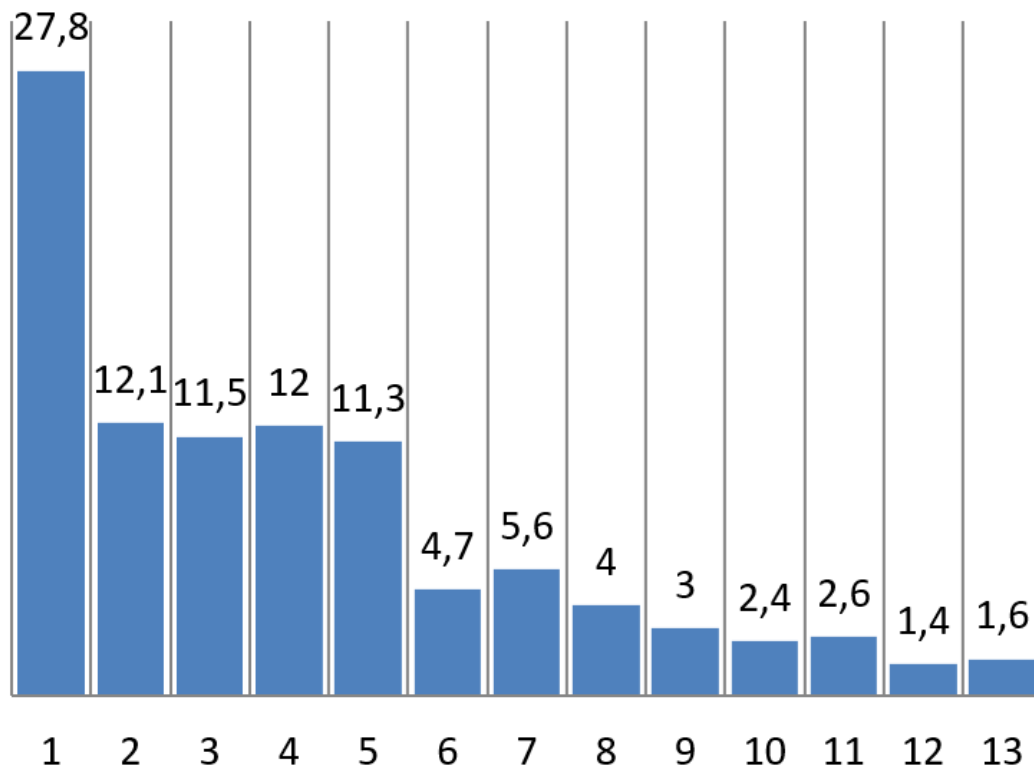


Рисунок 1. Розподіл (в %) причин проїздів заборонних сигналів і катастроф: 1 – неуважність; 2 – сон; 3 – відволікання; 4 – приймання сигналу сусідньої колії за свій; 5 – пізне використання гальм; 6 – неправильне сприймання команди розпорядника маневрів; 7 – несправність гальм; 8 – порушення посадових інструкцій; 9 – незнання ПТЕ; 10 – знаходження в нетверезому стані; 11 – незнання техніко-розпорядчого акта станції; 12 – керування локомотивом помічником при відсутності машиніста в кабіні; 13 – пізне сприйняття сигналу

Всі причини НС можливо класифікувати на декілька груп (рис.2). Формалізація та моделювання цих груп факторів дозволяє оцінити якість дій ЛБ під час керування поїздом.

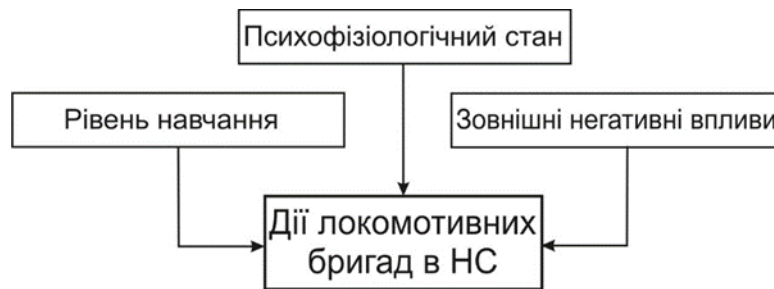


Рисунок 2. Впливи, що визначають дії локомотивних бригад в нештатних ситуаціях

В теперішній час методика визначення психофізіологічного стану локомотивних бригад на Укрзалізниці достатньо розроблена під керівництвом В. М. Самсонкіна [4]. Психофізіологічний супровід діяльності локомотивних бригад містить: періодичне психофізіологічне обстеження, розширене психофізіологічне обстеження та проведення корегуючих і реабілітаційних заходів. Рівень навчання визначається за даними іспитів, що періодично складають локомотивні бригади в депо [5].

Висновки. В результаті дослідження встановлено групи факторів, що впливають на якість керування в ергатичній системі «локомотивна бригада – поїзд». Визначено взаємний вплив цих факторів одне на одне та на дії машиністів. Найбільш впливовою є група факторів психофізіологічного стану людини, яка включає в себе як постійну (характер, темперамент), так і змінну складову, що визначається негативними впливами зовнішнього середовища (часу доби, інформаційного навантаження, пори року, взаємовідносини між членами локомотивної бригади, тощо). Таким чином, одним з головних шляхів підвищення безпеки руху та якості керування поїздом є усунення зовнішніх негативних впливів на машиніста локомотива та передача максимальної кількості операцій з керування системі автоведення або системі підтримки прийняття рішень.

ЛІТЕРАТУРА

1. Горобченко О. М. Моделювання виникнення нештатної ситуації в ергатичній системі «локомотивна бригада – поїзд» // Збірник наукових праць ДонІЗТ, вип.38 – Донецьк, 2014. - С. 144-147
2. Айзинбуд, С. Я., Козубенко В. Г., Курков В. Н. Машинист и безопасность [Текст] / С. Я. Айзинбуд, В. Г. Козубенко, В. Н. Курков – М.: Транспорт, 1992. – 48 с.
3. Горобченко О. М., Антонович А. О. Формалізація параметра напруженості діяльності машиніста локомотива на основі ергономічної моделі // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту, № 1 (67). - Д.: ДНУЗТ, 2017. - С.70-79
4. Методичні рекомендації щодо видів і порядку проведення психофізіологічних обстежень і добору працівників локомотивних бригад. № ЦТ-0109. [Текст] / Розробники В. М. Самсонкін, В. В. Гончаренко, О. М. Клімова та ін. – Київ: Укрзалізниця, 2004. – 43 с.
5. Ломотько, Д. В. Аналітичне вираження ступеню впливу людського фактору на імовірність транспортної події [Текст] / Д. В. Ломотько, О. М. Горобченко // Збірник наукових праць ДонІЗТ. – Донецьк: ДонІЗТ, 2011. – Вип.26. – С.115 – 119.

ПРОБЛЕМИ КОРИСНОСТІ-БЕЗПЕКИ В ВИЗНАЧЕННІ СТАВЛЕННЯ АВІАЦІЙНИХ ОПЕРАТОРІВ «ПЕРЕДНЬОГО КРАЮ» ДО НЕБЕЗПЕЧНИХ ДІЙ АБО УМОВ

¹Рева О.М., ¹Камишин В.В., ²Шульгін В.А., ²Івлів А.М.

¹Український інститут науково-технічної експертизи та інформації, Україна

²Льотна академія Національного авіаційного університету, Україна

Успішний розвиток авіаційних перевезень має паралельно супроводжуватися обов'язковим забезпеченням належного рівня безпеки польотів (БП) шляхом, насамперед, проактивного і прогностичного передбачення і запобігання чинників загроз і помилок. Причому ІКАО вказує на необхідність забезпечення раціонального рівня і утримання під контролем ризиків для БП і експлуатаційних помилок [1, 2]. Для вирішення зазначеного завдання необхідно своєчасно виявляти чинники небезпеки і оцінювати серйозність і частоту (ймовірність, шанси) подій, що можуть виникнути в результаті впливу цих чинників. Особливо, якщо йдеться про їх комплексну (мультиплікативну) взаємодію і вплив.

Під час оцінювання БП та відповідних загроз наряду з чинниками технічного характеру в якості чільного аспекту має бути узятий до уваги людський чинник (ЛЧ). Адже впродовж десятиліть саме ЛЧ пояснює виникнення абсолютної більшості авіаційних подій (АП) і серйозних інцидентів (СІ).

Результатами досліджень [3-8 та ін.], отриманих представниками наукової школи одного з співавторів цієї праці, обґрунтовано, що проактивне і прогностичне запобігання негативного впливу ЛЧ на БП має відбуватися, спираючись, насамперед, на таку складову поточної парадигми БП ІКАО, як «ставлення авіаційного персоналу до небезпечних дій або умов», що наочно ілюструє рис. 1. Як з нього бачимо, зазначене «ставлення» визначається показниками впливу ЛЧ на прийняття рішень (ПР) і, зайнявши чільне місце, пояснює взаємодію інших складових БВ ІКАО. Такий підхід є закономірним, враховуючи, що:

- ПР – це вид інтелектуальної діяльності людини, що повторюється більш часто;
- професійну діяльність авіаційних операторів (АО) «переднього краю» зазвичай розглядають як безперервний ланцюг рішень, що виробляються і реалізуються у явних і неявних формах і під впливом багатьох різних чинників, особливо ризиків стохастичної і нестохастичної природи;
- за даними американського вченого С.Н. Роскоу, абсолютна більшість АП і СІ є результатом неправильних рішень; *по-четверте*, абсолютна більшість фахівців та вчених вважає, що негативні події відбуваються внаслідок відсутності в їх винуватців стійких навичок ментального передбачення загроз і небезпек, що можуть виникнути в їх професійній діяльності як результат відповідних неправильних дій чи рішень.

Зауважимо, що блок «h» на рис. 1 не є складовою поточної концепції БП ІКАО і був спеціально введений задля ілюстрації важливості формування в АО «переднього краю» (диспетчерів управління повітряним рухом (УПР), членів льотної екіпажу), які мають безпосередній вплив на БП, стійких навичок долаття наслідків будь-яких відмов авіаційної техніки і радіотехнічних засобів УПР чи інших нештатних ситуацій, не передбачених нормативними документами. Йдеться про перехід зазначених авіаційних фахівців на найвищий рівень операторської діяльності, - в так званий «режим синхронного генератора» [9]. Що дозволяє on-line генерувати нові знання, вміння і навички для долаття наслідків загроз і небезпек [10].

Блоки «i» - «k» на рис. 1 системно досліджені на прикладі порушень диспетчерами УПР (ДУПР) норм ешелонування повітряних суден (ПС) [3-7 ін.]. Йдеться про побудову і

аналіз оціночних функцій корисності континуумів норм ешелонування ПС (НЕПС) для вирішення закритих і відкритих задач ПР, що дозволяє виявити основну домінуючу ПР (схильність, несхильність, байдужість до ризик), що ілюструє мотивацію на досягнення успіху / запобігання невдач, та рівні домагань (РД), що є одним з головних системо утворюючих чинників особистості, що адекватно характеризує її самооцінку. За уважимо також, що РД в обов'язковому порядку виявляються в учасників авіаційних подій [11]. Також йдеться про побудову на континуумах НЕПС відповідно до показників ІСАО функцій належності лінгвістичної змінної «рівень небезпек». Що, за підсумком, дало змогу, отримати проактивні частинні і інтегральні показники ставлення курсантів / студентів і професійних ДУПР до небезпек порушень НЕПС, а з іншого боку, вирішити «трикутних ризиків» ІСАО у добре уявлюваних і вимірюваних показниках відстані між ПС.

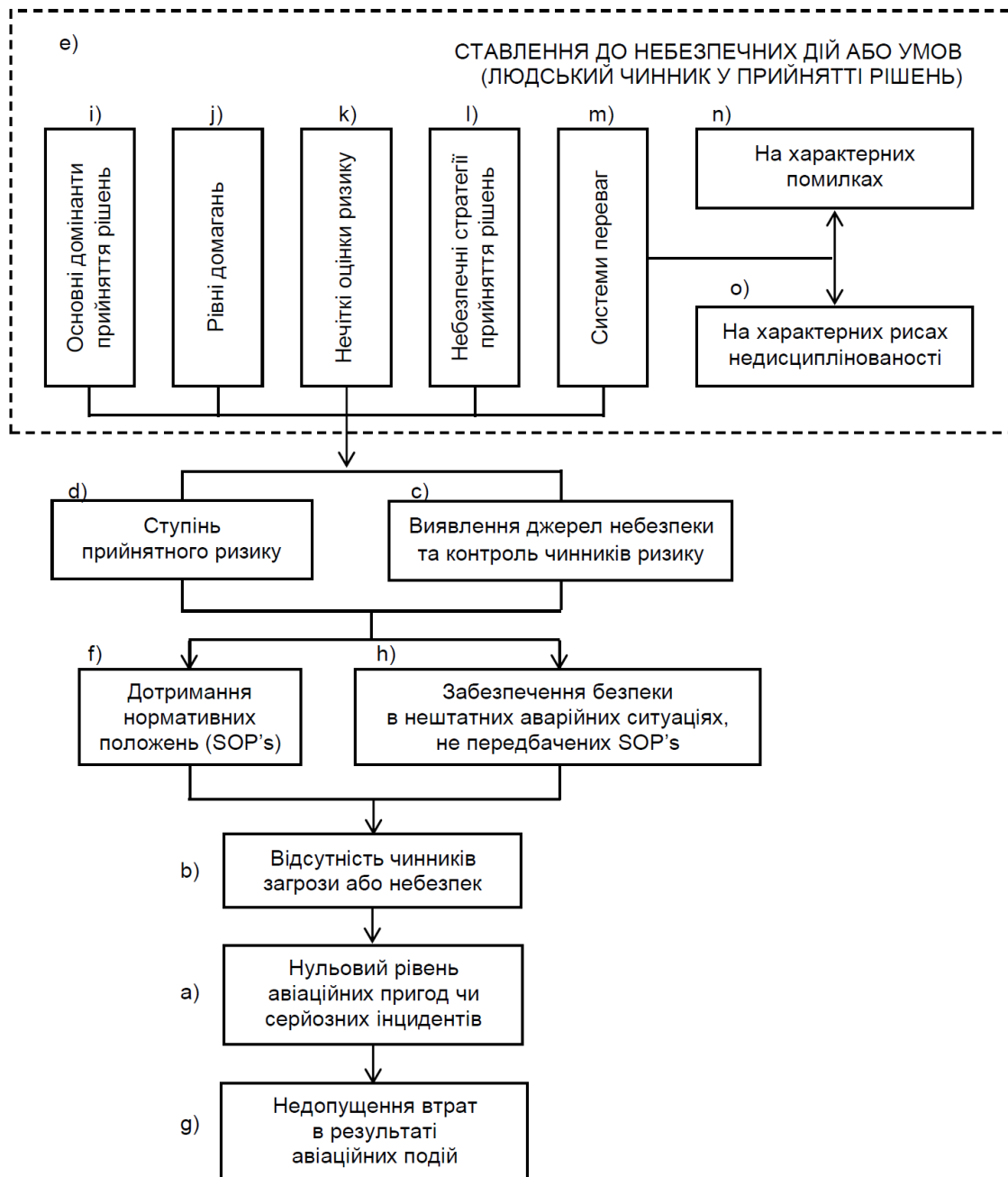


Рисунок 1. Систематизація взаємодії складових концепцій безпеки ІСАО з позицій впливу людського чинника на прийняття рішень

Небезпечні стратегії поведінки, оперативного мислення та ПР (блок « 1 » на рис. 1) були виокремлені американськими вченими з ірраціональної складової професійних розумових здібностей пілотів (ігнорування, імпульсивність, невразливість, неситуативна схильність до ризику, покірність). Однак, відповідне «Керівництво ADM» [12], спеціально розроблене для діагностики і корекції зазначених небезпечних стратегій в молодих пілотів майже 40 років тому, не допрацьовується і не вдосконалюється, тому втратило певну актуальність. Хоча за прогнозними оцінками праці [13], здійснених, до речі, в ті ж часи, широке розповсюдження «Керівництва ADM» має сприяти зменшенню кількості АП і СІ за ЛЧ на 5-20%. Українським і азербайджанським вченим належить пріоритет у розробці комплексу професійних ситуативних вправ діагностики і корекції небезпечних стратегій в ДУПР [14, 15], однак відповідні результати з їх апробації ще не отримані.

Системи переваг (СП) АО «переднього краю» характеризують упорядкований (ранжируваний) ряд показників і характеристик їх професійної діяльності: від найбільш небезпечних з позицій негативного впливу на БП, - до найменш небезпечних. В такому ракурсі СП досліджуються під керівництвом одного зі співавторів на спектрі характерних помилок азербайджанських й українських ДУПР [16-19 та ін.]. Останнім часом спостерігаються певні зрушення у дослідженні СП курсантів на спектрі характерних рис недисциплінованості [20], певна частина яких є наслідком експлікації в поведінці небезпечних стратегій ПР. Саме тому СП відображені на рис. 1 двома окремими блоками « n » і « o » - складниками загального для них блоку « m ».

На жаль, методи, технології, процедури, що застосовуються для визначення складників блоку « e » на рис. 1, ще не знайшли такого ж широкого застосування в практиці досліджень льотної діяльності, як у випадку з дослідженнями діяльності ДУПР, не зважаючи на певні позитивні результати, отримані українськими та казахськими вченими та фахівцями [21-25 та ін.].

Ще раз зазначимо, що усі складники блоку « e » на рис. 1 – суть показники впливу ЛЧ на ПР, що визначають «ставлення до небезпечних дій або умов». Однак, оскільки, за вимогою ІСАО, управління БП має відбуватися «по показниках» [1], вони визначаються на конкретних показниках і характеристиках, умовах професійної діяльності. Незалежно від методів, що застосовуються для виявлення цього «ставлення», авіаційний персонал має виходити зі ступеня прийнятності (корисності, привабливості) для себе цих показників, характеристик, умов, прогнозуючи відповідну ефективність особистісних дій і рішень. Тобто, йдеться про інтуїтивне застосування ними методології теорії корисності [26-28 та ін.]. В контексті наших досліджень корисність – це задоволення, отримване АО «переднього краю» від показників, характеристик і умов професійної діяльності. Однак, слід зауважити, що теорії корисності застосовуються майже виключно для вирішення економічних проблем і фактично не застосовуються для досліджень операторської діяльності.

З іншого боку, корисність сприймається, насамперед вищезазначеною категорією авіаційних фахівців з позицій забезпечення належного рівня БП. Тому йдеться ще й про постулати теорії безпеки [29-32 та ін.], адже потреба безпеки – фундаментальна для існування і діяльності людини (рис. 2) [33]. В контексті наших досліджень безпека – це властивість самозбереження складної полі ергатичної цілеспрямованої організаційної і активної системи керування «льотний екіпаж – ПС – середовище – орган УПР» в умовах впливу невизначених за складом і рівню зовнішніх і внутрішніх небезпек і загроз. Причому ця властивість має реалізовуватися на основі комплексу проактивних і прогностичних захисних заходів, що гарантують з заданим запасом віддаленість рівноважних станів системи і траєкторій її руху від критичних значень.

Постулати зазначених теорій не в повній мірі враховуються в теорії БП [34-36 та ін.], якою вважається комплексна характеристика повітряного транспорту та авіаційних робіт, що визначає здатність виконувати польоти без загрози для життя та здоров'я людей.

Таким чином, наведене сприяє висновку щодо необхідності подальшого більш поглибленого визначення «ставлення авіаційного персоналу до небезпечних дій або умов» саме в ракурсі теорій корисності і теорій безпеки. Адже дійсно, відстань між ПС у просторі середовища визначається НЕПС і має однозначну корисність-безпеку. І може йтися не лише про одномірні, але ж і про дво і тривимірні оціночні функції корисності-безпеки НЕПС. Однозначну корисність-безпеку має запас висоти в момент відмови двигуна на літаку початкового навчання, що а також час, що залишився до виконання посадки після відмови усіх генераторів на ПС (спадна функція корисності-безпеки). Якщо ж розглядати відхилення літака від курсу ці глісади під час заходу на посадку, то можна побудувати вже двовимірні оціночні функції корисності-безпеки цих відхилень тощо.



Рисунок 2. Піраміда потреб А. Маслоу (Abraham Maslow)

Оскільки йдеться про наповнення блоку « е » рис. 1 саме з позицій впливу ЛЧ на ПР, то при побудові відповідних моделей слід враховувати показники чутливості (сенситивності) респондентів щодо сприйняття небезпеки порушень показників і умов професійної діяльності, чого на сьогодні взагалі не відбувається і що певним чином стримує відповідні дослідження. В той час як, спираючись на праці [37, 38], нескладно дійти висновку, що показники сенситивності є основою встановлення «кроку квантування» при побудові моделей, що утворюють блок «е». Що й також має бути об'єктом подальших досліджень.

ЛІТЕРАТУРА

1. Safety Management Manual (SMM) : Doc ICAO 9859 – AN/460. - Fourth Edition (advance unedited). - Montreal, Canada, 2018.
2. Контроль факторов угрозы и ошибок (КУО) при управлении воздушным движением: Cir . ICAO 314 – AN / 178. – Монреаль, Канада, 2008.
3. Ставлення авіаційних операторів «переднього краю» до небезпечних дій або умов професійної діяльності – головний чинник забезпечення безпеки польотів / О. М. Рева, С. П. Борсук, В. А. Шульгін, Б.М. Мірзоев, П.Ш. Мухтаров, Ш.Ш. Насіров // Сучасні

інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2016) : матеріали VII Міжнар. наук.-практ. конф., - Херсон, 24-26 травня 2016 р., - Херсон : ХДМА, 2016. – С. 90-97.

4. New Approach to Determination of Main Solution Taking Dominant of Air Traffic Controller During Flight Level Norms Violation [Text] / O. Reva, S. Borsuk, B. Mirzayev, P. Mukhtarov // Advances in Human Aspects of Transportation: Proceedings of the ANFE 2016 International Conference on Human Factors in Transportation, July 27–31, 2016, Walt Disney World, Florida, USA. – P. 137-147.

5. Рева, О. М. Сучасні проблеми людського чинника в авіації : навч. посіб. / О. М. Рева, С. П. Борсук, В. А. Шульгін; под ред. О. М. Реви. – К. : УкрІНТЕІ, 2018. – 124 с.

6. Системно-інформаційна методологія проактивної кваліметрії впливу людського чинника на прийняття рішень в аеронавігаційних системах : монографія / О. М. Рева, С. П. Борсук, В. В. Камишин, В. А. Шульгін, В. Д. Пархоменко, В. О. Липчнський ; за наук. ред. О. М. Реви. – Київ : УкрІНТЕІ, 2019. – 166 с.

7. Ergonomic Assessment of Instructors' Capability to Conduct Personality-Oriented Training for Air Traffic Control (ATC) Personnel / Oleksii Reva (&), Sergii Borsuk, Valeriy Shulgin, and Serhiy Nedbay // Advances in Human Factors of Transportation Proceedings of the ANFE 2019 International Conference on Human Factors in Transportation, July 24–28, 2019, Washington D.C., USA. 2019. - P. 783-793.

8. Камишин, В. В. Людський чинник: проблеми недисциплінованості курсантів-авіаційних операторів «переднього краю» / В. В. Камишин, О. М. Рева, Л. А. Сагановська // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINNT - 2020) : збірка матеріалів XII Міжнародної науково-практичної конференції, - Херсон, 27-29 травня 2020 року, - Херсон : ХДМА, 2020. – С. 26-31.

9. Шеридан, Т. Б. Системы человек-машина: Модели обработки информации, управления и принятия решений человеком-оператором / Т. Б. Шеридан, У. Р. Феррел ; под ред. К. В. Фролова ; пер.с англ. – М. : Машиностроение, 1980. – 400 с.

10. Рева, О. М. Проблеми формування у пілота навичок долання наслідків відмов авіаційної техніки в режимі синхронного генератора / О. М. Рева, С. О. Дмитрієв, О. М. Дмитрієв // Авіаційно-космічна техніка і технологія: наук.-техн. ж. – Х. : Національний аерокосмічний ун-т «ХАІ», 2009. – № 2. – С. 97-102.

11. Правила медичного розслідування авіаційних подій. Затв. Наказом Державної служби України з нагляду за забезпеченням безпеки авіації 05.12.2005, № 919.

12. Jensen, R. S. Aeronautical Decision Making for Instrumental Pilot / R. S. Jensen, J. Andrien, R. Lawton. DOT / FAA /PM-86/42.

13. Brecher, V. R. A Question of Judgment / V. R. Brecher // Flying, 1981, vol. 108. - № 5. - P. 48-52.

14. Професійні ситуативні вправи діагностики і корекції небезпечних стратегій прийняття рішень авіадиспетчерами / О. М. Рева, Б. М. Мирзоев, Ш. Ш. Насіров, П. Ш. Мухтаров // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINNT-2013) : зб. м-лів V Міжнар. наук.-практ. конф., - Херсон, 28-30 травня 2013 р., - У 2-х т. - Т 2. – Херсон : ХДМА, 2013. – С. 23-26.

15. Розробка методичного забезпечення процедур діагностики і корекції небезпечних стратегій прийняття рішень авіадиспетчерами / О. М. Рева, Б. М. Мирзоев, Ш. Ш. Насіров, П. Ш. Мухтаров // Науковий вісник Херсонської державної морської академії : наук. ж. – Херсон : Вид-во ХМДА, 2013. – № 1. – С. 90-96.

16. Эмпирические модели оценки риска-неопределенности групповых систем предпочтений авиадиспетчеров [Текст] / А. Н. Рева, Б. М. Мирзоев, Ш. Ш. Насіров, С. В. Недбай // Elmi məsnuələr : Jurnal Milli Aviasiya Akademiyasinin, - Bakı, iyul – sentyabr 2012. – Т. 14. - № 3. – С. 46-60.

17. Диференціальний метод встановлення порівняльної небезпеки помилок авіадиспетчерів / О. М. Рева, В. В. Камишин, А. М. Невиніцин, В. А. Шульгін // Наука, технології, інновації : наук ж. – К. : УкрІНТЕІ, 2019. - № 3 (11). – С. 70-82.
18. Застосування класичних критеріїв прийняття рішень для визначення ризиків-невизначеності групових систем переваг авіадиспетчерів на небезпеках характерних помилок / О. М. Рева, В. В. Камишин, А. М. Невиніцин, С. П. Борсук, В. А. Шульгін // Наука, технології, інновації : наук ж. – К. : УкрІНТЕІ, 2020. - № 2 (14). – С. 57-64.
19. Criteria Indicators of the Consistency of Air Traffic Controllers' Preferences on a Set of Characteristic Errors / Oleksii Reva (&), Volodimir Kamyshyn1, Andrii Nevynitsyn, Valerii Shulgin, and Serhiy Nedbay // Advances in Human Aspects of Transportation Proceedings of the AHFE 2020 : Virtual Conference on Human Aspects of Transportation, July 16–20, 2020, Springer, USA. – P. 617-623.
20. Камишин, В. В. Людський чинник: проблеми недисциплінованості курсантів-авіаційних операторів «переднього краю» / В. В. Камишин, О. М. Рева, Л. А. Сагановська // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINNT - 2020) : збірка матеріалів XII Міжнародної науково-практичної конференції, - Херсон, 27-29 травня 2020 року, - Херсон : ХДМА, 2020. – С. 26-31.
21. Рева О. М. Ергономічні основи початкової професійної онлайн-підготовки пілотів : дисертація на соискание ученой степени доктора технических наук: 05.22.14 – Эксплуатация воздушного транспорта: в 2 т. / Киевский международный университет гражданской авиации. Т. 1. – Киев, 1996. – 376 с. – Т. II. - Киев, 1996. – 104 с.
22. Бекмухамбетов, А. А. Совершенствование деятельности оператора на базе теории и практики управления рисками при обеспечении безопасности полетов : автореф. дис... кандидата техн. наук. Специальность 05.22.14 - Эксплуатация воздушного транспорта. – СПб., 2005. - 26 с.
23. Рева, А. Н. Эргономика первоначальной профессиональной подготовки пилотов : монография / А. Н. Рева, К. М. Тумышев. - Алматы, 2000. - 272 с.
24. Рева, А. Н. Человеческий фактор и безопасность полетов: (Проактивное исследование влияния): монография / А. Н. Рева, К. М. Тумышев, А. А. Бекмухамбетов ; науч. ред. А. Н. Рева, К. М. Тумышев. – Алматы, 2006.– 242 с.
25. Рева, А. Н. Отношение пилотов к риску в принятии решений при отказе двигателя / А. Н. Рева, М. К. Байжуманов, Н. Р. Садуакасо-ва // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINNT-2014): зб. м-лів VI Міжнар. наук.-практ. конф. – Херсон, 27-29 травня 2014 р., – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2014. – С. 78-81.
26. Фишберн П. Теория полезности для принятия решений / П. Фишберн ; пер. с англ. – М. : Наука, 1978. – 352 с.
27. Козелецкий, Ю. Психологическая теория решений / Ю. Козелецкий ; под ред. Б. В. Бирюкова ; пер. с польск.: Г. Е. Минца, В. Н. Поруса. – М. : Прогресс, 1979. – 504 с.
28. Моргенштерн, О. Теория игр и экономическое поведение / О. Моргенштерн, Дж. фон Нейман – М. : Книга по Требованию, 2012. – 708 с.
29. Анализ риска и проблем безопасности. В 4-х ч. - Ч. 1. Основы анализа и регулирования безопасности / науч. рук. К. В. Фролов. – М. : Знание, 2006. – 640 с.
30. Демиденко, Г. П. Безпека життєдіяльності : навч. посібник для студ. вищ. навч. закладів / Г. П. Демиденко. - К. : НТУУ КПІ, 2008. - 300 с.
31. Попов, Н. В. Формализация базовых понятий теории безопасности / Н. С. Попов, Н. В. Лузгачева // Вопросы современной науки и практики. – Тамбов. : Тамбовский государственный технический университет», 2010. - № 10-12. – С. 29-37.
32. Акимов, В. А. Общая теория безопасности жизнедеятельности в современной научной картине мира. М. : ФГБУ ВНИИ ГОЧС (ФЦ), 2018. – 136 с.

33. Маслоу, А. Г. Мотивация и личность / А. Г. Маслоу ; пер. с англ. А. М. Талыбаевой. – СПб. : Евразия, 1999. – 478 с.
34. Суслов, Ю. В. Безопасность полетов самолетов гражданской авиации (транспортная категория) / Ю. В. Суслов. – Ульяновск : УВАУ ГА, 2005. – 167 с.
35. Энциклопедия безопасности авиации / за ред. Н. С. Кулика. – Київ : Техніка, 2008. – 100 с.
36. Козлов, В. В. Безопасность полетов: от обеспечения к управлению / В. В. Козлов. - М. : Изд-во ОАО «Аэрофлот – российские авиалинии», 2010. - 270 с.
37. Томович, Р. Общая теория чувствительности / Р. Томович, М. Вукобратович. – М. : Сов. радио, 1972. – 240 с.
38. Harrison B. J., Pujol J., Lopez-Sola M., Hernandez-Ribas R., Deus J., etal. Consistency and functional specialization in the default mode brain network // Proceedings of the National Akademy of Science of the United Ststes of America : journal. - 2008. - Vol. 105, no. 28. - P. 9781-9786.- doi:10.1073/pnas.0711791105.

ОСОБЛИВОСТІ ДИСТАНЦІЙНОГО МОНІТОРИНГУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В ЧАСТИНІ ІДЕНТИФІКАЦІЇ РЕЖИМІВ ПРАЦІ ТА ВІДПОЧИНКУ ВОДІЯ

¹Худяков І.В., ¹Грицук І.В., ¹Манжелей В.С., ²Український Є.О.

¹Херсонська державна морська академія, Україна

²Приазовський державний технічний університет, Україна

Вступ. Сучасний стан розвитку інформаційно-комунікаційних технологій моніторингу руху транспортних засобів (ТЗ) дозволяє в умовах експлуатації забезпечувати розв'язання задач інформатизації робочих процесів завдяки стрімкому розвитку як інформаційних ресурсів, так і засобів комунікацій та інформаційних можливостей самих транспортних засобів [1, 2]. В основу інформаційних задач експлуатації транспорту покладена практична реалізація синергетичного об'єднання комп'ютерних ресурсів усіх учасників дорожнього руху в єдиному інформаційному просторі глобальної мережі Internet – від окремого транспортного засобу до корпоративного рівня транспортної організації.

Аналіз останніх досліджень. Більшість відомих систем моніторингу ТЗ, мають розвинений інтерфейс і дозволяють працювати з досить великими й складними мережами зв'язку і великими об'ємами даних [2 - 5]. Так, система моніторингу машин Caterpillar у своїй роботі використовує пристрої Product Link, що забезпечують двосторонній обмін інформацією між вбудованими системами спеціальної дорожньої техніки (СДТ) або ТЗ і комп'ютером власника СДТ через інтернет-портал Dealer Storefront [6, 7]. Відомо, що з 2006 р. використовується проект мобільної й спільної діяльності європейських мереж надзвичайної допомоги ТЗ - інтегрована система Mucarevent (ЄС) [6, 8]. Проект спрямований на розвиток конкуренції в сфері автосервісу й виходить із припущення, що бортова діагностична система OBD не завжди точно визначає можливі причини відмов автомобіля й тому потрібна додаткова інформація, у тому числі консультації експертів. Інтегрована система MRLN (США) [6, 9] використовується для військових транспортних засобів, наприклад система дистанційної мережевої логістики експлуатації MRLN випробовувалася в 2005 р. у реальних умовах експлуатації для колісних транспортерів Stryker сухопутних військ США. MRLN дозволяє використовувати можливості інтерактивних електронних технічних засобів IETM (Interactive Electronic Technical Manuals) і електронної експлуатаційної системи EMS (Electronic Maintenance System), що прийняті і використовуються в збройних силах США.

В Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті (ХНАДУ) розроблена загальна експлуатаційна класифікація умов роботи ТЗ [2, 3], що базується на офіційних регламентуючих документах. Для її реалізації спільно з фахівцями Херсонської державної морської академії (ХДМА) і Національного транспортного університету (НТУ) розроблений ППК «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» для здійснення ідентифікації, моніторингу параметрів технічного стану, діагностування, ідентифікації умов експлуатації транспортних засобів в умовах ITS [4].

Компанія-виробник Mobileye [10] надає апаратно-програмний комплекс допомоги водієві, за допомогою використання даних з відеокамери і бортового комп'ютера (датчик швидкості, сигнали повороту, датчик гальма тощо). Відомі також компанії Bosch Mobility Solutions [11] і TRW Automotive [12], що розробляють рішення для підвищення безпеки пасажирів та інших учасників дорожнього руху у швидко зростаючому сегменті сучасних систем допомоги водієві.

В частині комплексного контролю експлуатації ТЗ основним недоліком названих систем і програм є відсутність одночасної оцінки дотримання режиму праці та відпочинку

водія (РПВВ), фізичного стану водія, неможливість забезпечення взаємозв'язку між витратою палива ТЗ, параметрами технічного стану ТЗ та РПВВ, обмеженість функціональних можливостей складових компонентів, неможливість раціонального управління експлуатацією ТЗ з урахуванням дорожніх і експлуатаційних умов в оперативному режимі [13] тощо.

Постановка задачі. Розробка сучасних методів і заходів, що дозволяють здійснювати дистанційний контроль РПВВ в системі інформаційного моніторингу технічного стану ТЗ. Для цього потрібно виконати аналіз можливостей систем моніторингу сучасних вантажних ТЗ в Україні і формування структурної схеми проведення подальшого дослідження і формування інформаційної системи для можливого одночасного урахування особливостей конструкції і оснащення ТЗ, режимів експлуатації ТЗ, РПВВ, фізичного стану водія та забезпечення їх системної взаємодії в умовах експлуатації.

Основний матеріал. Одним із можливих перспективних варіантів систем моніторингу ТЗ в умовах експлуатації є використання, розробленої спільно ХДМА, НТУ і ХНАДУ інформаційної моделі ІПК управління безпекою і працездатністю ТЗ («Motor Vehicle Safety and Performance Management») (в подальшому - MVSPM) [13]. Система має особливість, що полягає в одночасному моніторингу безпосередньо параметрів ТЗ, забезпечує дистанційну перевірку РПВВ, фізичний стан водія, екологічні показники ТЗ, порушення швидкісного режиму тощо сучасним ІПК у процесі визначення параметрів технічного стану ТЗ засобами ITS.

Для виконання аналізу можливостей систем моніторингу сучасних вантажних ТЗ в Україні був проведений моніторинг параметрів технічного стану ТЗ і РПВВ на основі ТЗ Mercedes-Benz Actros 1841LS, реєстраційний номер АА5113ТА, під час рейсу за маршрутом Амстердам (Нідерланди) – Нижнєпотапів (Україна). На протязі руху ТЗ на відстані 3027,66 км проводилась фіксація основних експлуатаційних параметрів ТЗ та РПВВ існуючими в Україні методами спостереження в реальному часі.

Основні результати моніторингу ТЗ Mercedes-Benz Actros 1841LS показані в табл. 1 і на рис. 1.

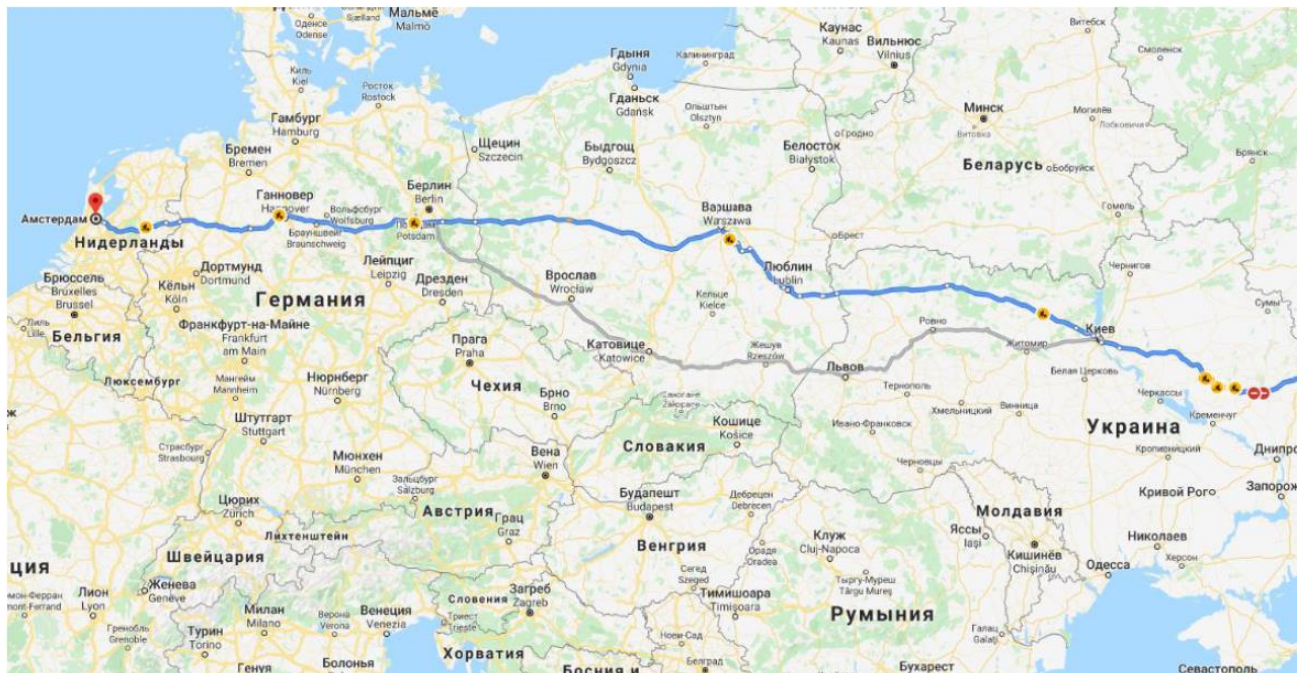


Рисунок 1. Трекінг ТЗ на мапі спостереження час рейсу ТЗ за маршрутом Амстердам (Нідерланди) – Нижнєпотапів (Україна)

Реєстрація витрати палива проводилась додатковими технічними засобами, встановленими на ТЗ. Крім того проводилась реєстрація РПВВ вказаного ТЗ в умовах експлуатації. На рис. 2 показані основні результати моніторингу параметрів витрати палива і РПВВ під час дослідного спостереження.

Таблиця 1. Моніторинг основних параметрів експлуатації ТЗ час рейсу за маршрутом Амстердам (Нідерланди) – Нижнєпотапів (Україна)

Дата	Тривалість водіння	Тривалість відпочинку	Пробіг	Рівень палива, початок	Рівень палива, кінець	Різниця	Середня швидкість	Середня витрата
	годин	годин	км	літр	літр	літр	км/год	літр/100 км
10.12.19	0:03:00	23:57:00	0,540	897,00	1150,00	253,00		
11.12.19	11:09:00	12:51:00	721,350				65,01	29,4
12.12.19	8:10:00	15:50:00	567,880				70,1	29
13.12.19	3:39:00	20:21:00	255,890				75,48	28
14.12.19	0:00:00	23:59:59	0,000					
15.12.19	0:00:00	23:59:59	0,000					
16.12.19	0:11:00	23:49:00	4,940					
17.12.19	0:18:00	23:42:00	1,190					
18.12.19	7:55:00	16:05:00	541,560				71,72	28,6
19.12.19	15:20:00	8:40:00	911,485				59,96	31
20.12.19	0:10:00	23:50:00	6,105					
21.12.19	0:22:00	23:38:00	4,285					
22.12.19	0:15:00	23:45:00	7,300					
23.12.19	0:21:00	23:39:00	5,135	504,00	1150,00	646,00		
РАЗОМ:	47:53:00	288:07:00	3027,660			899,00	66,7	29,9

В результаті проведеного аналізу отриманих результатів моніторингу параметрів технічного стану ТЗ [14], а саме витрати палива, швидкості та РПВВ, можливо впевнено говорити, що:

- параметрам технічного стану ТЗ, окрім витрати палива і швидкості, в практиці експлуатації вантажних ТЗ в Україні, приділяють недостатньо уваги;
- в автоматичному режимі, одночасно з параметрами технічного стану ТЗ, у власника ТЗ не проводиться реєстрація РПВВ в реальному часі експлуатації ТЗ. Це робиться після закінчення рейсу. Тобто спостерігати за зміною параметрів ТЗ при наявності точної інформації про РПВВ водії ТЗ не можливо;
- у результаті моніторингу параметрів стану ТЗ видно у власника, що параметри витрати палива ТЗ мають зв'язок тільки із середньою швидкістю ТЗ, але виводяться на реєстрацію вони у вигляді середніх значень витрати палива, що на сьогоднішній час не достатньо. До інших параметрів стану ТЗ доступу власники ТЗ не мають. Моніторинг параметрів ТЗ здійснюється на основі договорів. Реєстрація параметрів РПВВ здійснюється за допомогою приладів в кабіні ТЗ без можливості дистанційного моніторингу.

Таким чином, існуючі в Україні системи дистанційного моніторингу параметрів стану ТЗ і РПВВ на сьогоднішній день, не забезпечують можливості отримати системну інформацію в достатньому обсязі про зміну параметрів стану ТЗ у відповідності до змін РПВВ і кваліфікації і досвіду водіїв.

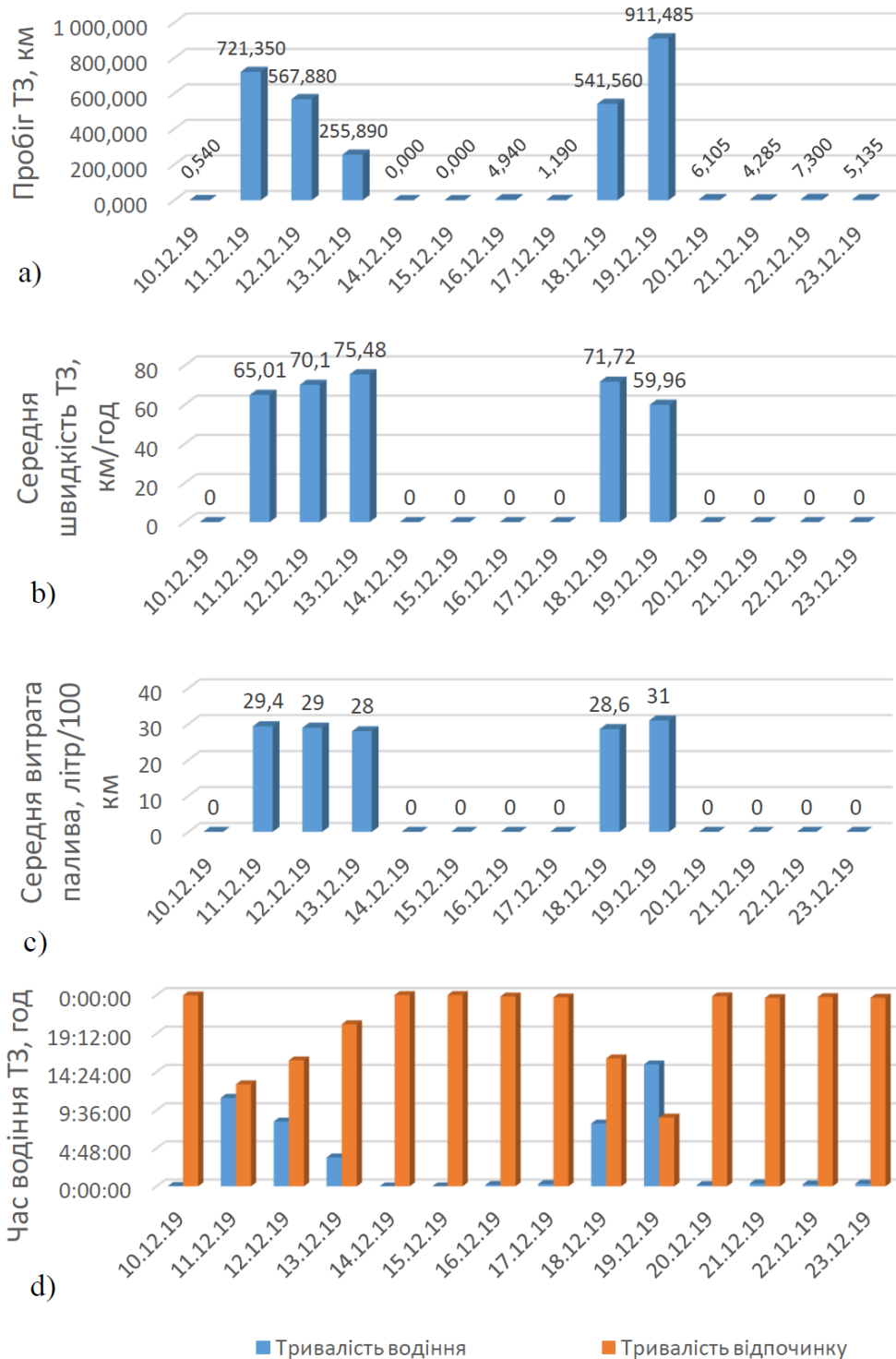


Рисунок 2. Моніторинг основних параметрів експлуатації ТЗ: а) результати реєстрації пробігу ТЗ під час спостереження, б) середня швидкість, в) середня витрата палива, г) результати реєстрації основних режимів праці та відпочинку водія за період спостереження

Для вирішення вказаної задачі авторами пропонується провести дослідження, яке ставить за мету встановлення і розробку системних методів і засобів, дозволяючих проводити

дистанційний моніторинг технічного стану вантажного ТЗ (автобусу) і РПВВ водіїв, з урахуванням умов їх експлуатації. Система моніторингу повинна охоплювати основні задачі дослідження у частині формування інформаційної моделі РПВВ, технічного стану ТЗ, умов експлуатації ТЗ і можливості здійснення дистанційного оцінювання зміни РПВВ в залежності від стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації.

Висновки. Виконаний аналіз особливостей дистанційного визначення режимів праці та відпочинку водія в системі інформаційного моніторингу транспортних засобів в Україні. Проведено аналіз отриманих результатів моніторингу параметрів технічного стану ТЗ, а саме витрати палива, швидкості та РПВВ. Запропонована розробка системи інформаційного моніторингу технічного стану ТЗ і РПВВ в умовах експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Волков В.П., Матейчик В.П., Комов П.Б., Комов О.Б., Грицук І.В. Організація технічної експлуатації автомобілів в умовах формування інтелектуальних транспортних систем // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. Х.: НТУ «ХПІ». 2013. № 29 (1002). с.138-144.
2. Волков В.П., Грицук І.В., Грицук Ю.В., Шурко Г. К., Волков Ю.В. Особливості формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. Х.: НТУ «ХПІ», 2017. № 14 (1236). С. 10–20.
3. Говорущенко Н.Я. Туренко А.Н. Системотехника транспорту (на прикладі автомобільного транспорту) Харків: РІО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
4. Волков В.П., Грицук І.В., Грицук Ю.В., Волков Ю.В., Володарець М.В. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів Монографія Харків: Вид-во Панов А. М., 2018. - 298 с.
5. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей Харків: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 2014. – 312 с.
6. Golovin S.F. (2008), "Technical service transport machinery and equipment", ["Techniceskij servis transportnich machin"], Moskva. Alfa M. INFRA - M, 2008, 288p.
7. (2014), "Remote Monitoring System / Zeppelin - Car", ["Sistema udalennogo monitoringa / Zeppelin - Car"],: http://www.zeppelin.ua/products/automatic_monitoring/ 21.02.2014.
8. (2014), "Automotive", ["SAE international™"], <http://www.sae.org/automotive/> 21.02.2014.
9. Maintainer's Remote Logistics Network. MRLN Remote Diagnostics. Press Release: Ruggedized Command & Control Solutions (Division of L-3 Communications). San Diego, California. 2004. 3 p.
10. Mobileye. [Електронний ресурс]. – URL: <http://www.mobile-eye.ru/> (дата звернення: 07.11.2017).
11. Bosch Mobility Solutions. [Електронний ресурс]. URL: <http://www.bosch-mobility-solutions.com/en/> (дата звернення: 07.11.2017).
12. TRW Automotive. [Електронний ресурс]. URL: <http://www.trw.com/> (дата звернення: 07.11.2017)
13. 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 Vlatnický Miroslav, Dižo Ján, Gerlici Juraj та ін.; за наук. ред. проф. Грицука Ігоря. Херсон : ХДМА, 2019. С. 250-259.
14. Дмитриченко М.Ф., Матейчик В.П., Грицук О.К., Цюман М.П. Методи системного аналізу властивостей автомобільної техніки: навч. посіб. К.: НТУ, 2014. С.168.

ДО ПИТАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМІНУ «БЕЗПЕКА» В УКРАЇНСЬКОМУ ЗАКОНОДАВСТВІ

Кісетов Ю. В., Кукліна О.Ю.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Вступ. Аналіз проблем безпеки морських вантажоперевезень показує достатньо високий рівень аварійності суднового енергетичного обладнання, що обумовлено багатьма факторами природного, техногенного та організаційно – управлінського характеру. З прийняттям в 1993 р Резолюції ІМО А.741 Міжнародного кодексу по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобігання забрудненню (МКУБ - ISM CODE) і обов'язковим її застосуванням згідно гл. ІХ Конвенції СОЛАС проблеми забезпечення безпеки морських суден стали першочерговими.

Актуальність. Одним із важливих факторів процесу створення ефективної системи регулювання і попередження ризиків є існуюче різноманіття тлумачень понять «Безпека», що ускладнює розробку практичних рекомендацій, спрямованих на підвищення безпечної експлуатації СЕУ.

Важливим напрямком підвищення безпеки в морській індустрії має стати створення ефективної системи державного регулювання і попередження ризиків. Підвищення безпеки процесу експлуатації судна і його енергетичної установки є комплексним завданням, базисом якого є системний підхід до створення методик, моделей, технологій впровадження відповідних систем з урахуванням факторів ризику та управління ризиками на всіх етапах експлуатації судна (рейс, стоянка, докування, ремонт тощо).

Вивчення існуючих вітчизняних матеріалів нормативно-методичного і законодавчого характеру підтвердило значну різноманітність формулювань вказаного терміну, наявність широкого діапазону складу і змісту його складових.

Постановка задачі. Робота присвячена дослідженню терміну «безпека», який використовується в різних документах вітчизняного законодавства.

Результати досліджень. Авторами проведений аналіз тлумачень понять «безпека» в документах українського законодавства (наведений в таблиці), який дає базову основу для формулювання поняття «безпека» для моделювання задач оцінки ризиків виникнення аварійних ситуацій обладнання СЕУ. Також в кінці таблиці наведено формулювання, яке існує на сайті вільної енциклопедії «Вікіпедія». Наведений матеріал виглядає достатньо різноманітним, що додатково підтверджує відсутність на даний час в країні достатньої кількості нормативно-методичних матеріалів із зазначеного питання.

Таблиця 1. Приклади формулювання терміну «безпека» в українському законодавстві

№	Формулювання терміну «безпека»	Джерело інформації ^{*)}
1	Відсутність неприпустимого ризику, пов'язаного з можливістю завдання будь-якої шкоди для життя, здоров'я та майна громадян, а також для навколишнього природного середовища.	Про заходи щодо виконання постанови Кабінету Міністрів України від 05.05.97 N 409 "Про забезпечення надійності й безпечної експлуатації будівель, споруд та інженерних мереж" (НПАОП 45.2-1.01-98). Держбуд України, Держнаглядохоронпраці; Наказ, Правила, Порядок від 27.11.1997, № 32/288

2	Комплекс заходів, а також людські і матеріальні ресурси, які призначені для захисту цивільної авіації від актів незаконного втручання та інших протиправних посягань.	Про затвердження Правил супроводження в контрольованих зонах авіапідприємств матеріальних цінностей і пасажирів. Укрaviaтранс, МВС України; Наказ, Правила, Форма типового документа від 11.06.1996 № 168/397
3	Відсутність неприпустимого ризику, пов'язаного з травмуванням або загибеллю людей, заподіянням збитків навколишньому середовищу.	Про затвердження Положення про систему управління безпекою польотів на авіаційному транспорті. Мінтранс України; Наказ, Положення, Форма, Форма типового документа від 19.08.2003 № 650
4	Властивість об'єкта забезпечувати відсутність ризику завдання шкоди здоров'ю людей, майну та навколишньому середовищу	Про затвердження Положення про технічне обслуговування устаткування підприємств гірничо-металургійного комплексу. Мінпромполітики (з 2001р.); Наказ, Положення, Перелік від 15.06.2004 № 285
5	Відсутність неприпустимого ризику, пов'язаного з травмуванням або загибеллю людей, заподіянням збитків майну та довкіллю	Про затвердження Положення про систему управління безпекою руху поїздів у Державній адміністрації залізничного транспорту України. Мінтрансзв'язку України; Наказ, Положення, Форма, Перелік від 14.09.2004 № 818
6	Відсутність неприпустимого ризику, пов'язаного з травмуванням або загибеллю людей, заподіянням збитків навколишньому середовищу	Про затвердження Положення про систему управління безпекою польотів на авіаційному транспорті. Державіаслужба; Наказ, Положення, Форма типового документа від 25.11.2005 № 895
7	Стан, при якому ризик шкоди чи ушкодження обмежений до прийняттого рівня	Про затвердження Правил сертифікації суб'єктів, що надають послуги з аеронавігаційного обслуговування. Мінтрансзв'язку України; Наказ, Правила, Зразок, Форма типового документа, Сертифікат від 22.01.2007 № 42
8	Комплекс заходів, а також людські та матеріальні ресурси, які призначені для захисту від актів незаконного втручання й інших протиправних посягань стосовно цивільної авіації	Угода між Урядом України і Урядом Азербайджанської Республіки про співробітництво в галузі авіаційної безпеки. Азербайджан, Кабінет Міністрів України; Угода, Міжнародний документ від 22.12.1995

9	Відсутність загрози життю, здоров'ю людей, майну, тваринам, рослинам і довкіллю, що перевищує граничний ризик	Про затвердження Положення про систему управління безпекою руху поїздів у Державній адміністрації залізничного транспорту України. Мінінфраструктури; Наказ, Положення, Перелік, Форма типового документа, Акт, Форма, Картка, Інформація, Довідка, Заходи, Звіт, Припис, Схема від 01.04.2011 № 27
10	Відсутність ризику, пов'язаного з можливістю спричинення шкоди та/або нанесення збитку	Про затвердження Кодексу системи передачі. Нацком.енергетики, ком.послуг; Постанова, Кодекс, Заява, Форма типового документа, Договір, Умови від 14.03.2018 № 309
11	Відсутність недопустимого ризику, пов'язаного з можливістю спричинення шкоди та/або нанесення збитку	Про затвердження Кодексу систем розподілу. Нацком.енергетики, ком.послуг; Постанова, Кодекс, Форма, Договір, Заява, Умови від 14.03.2018 № 310
12	Запобігання використанню вибухових матеріалів, що суперечить закону та загрожує громадському порядку	Про затвердження Технічного регламенту вибухових матеріалів промислового призначення. Постанова Кабінету Міністрів України; Технічний регламент, Перелік, Вимоги, Форма типового документа, Декларація від 03.10.2018 № 802
13	Умови, в яких перебуває складна система, коли дія зовнішніх факторів і внутрішніх чинників не призводить до процесів, що вважаються негативними по відношенню до даної складної системи у відповідності до наявних, на даному етапі, потреб, знань та уявлень	https://uk.wikipedia.org/wiki/безпека

*) Форма представлення вихідних даних про документ згідно до наведеного у законодавстві України

Висновок. На підставі викладеного вище пропонується використовувати наступне визначення формулювання поняття «безпека» для моделювання задач оцінки ризиків виникнення аварійних ситуацій обладнання СЕУ. «Безпека СЕУ - це захищеність людей і енергетичного обладнання, машин і механізмів, що знаходяться на борту судна, від виникнення небезпек для життя і економічного збитку». Автори не претендують на однозначність наведеного терміну і пропонують продовжити розгляд і обговорення питання в наступному.

КОМПЛЕКСНА ПІДГОТОВКА СПЕЦІАЛІСТІВ МОРСЬКОГО ПРОФІЛЮ: ПРИРОДНИЧІ НАУКИ

Кравцова Л.В., Камінська Н.Г.
Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Головне у діяльності будь-якого вищого навчального закладу - підготовка спеціаліста, компетентного в обраній ним професії. Оцінити рівень підготовки може тільки «кінцевий споживач» - замовник, який приймає випускника на роботу. Від того, як проявлять себе вчорашні студенти, які знання, уміння і навички продемонструють в процесі виконання професійних обов'язків, в якій ступені вони здатні до засвоєння та сприйняття всього нового, необхідного в роботі, до самонавчання та самоосвіти, залежить як подальша кар'єра випускника, так і престиж навчального закладу. Останнє є не менш важливим фактором глобального розвитку вишу, його матеріально-технічної оснащеності, використання сучасних методик навчання, що, в свою чергу, впливає на можливість підготовки затребуваних професіоналів.

Актуальність досліджень. Серед вищих навчальних закладів особливе місто займають профільні виші, які готують спеціалістів для конкретної галузі. К таким вишам, безумовно, відноситься Херсонська державна морська академія. Її випускники працюють навігаторами, механіками, електромеханіками на судах без перебільшення всіх морських компаній світу. При цьому, свою професійну діяльність вони починають ще курсантами, так як навчальна програма включає плавальну практику вже з третього курсу. Це означає, що перед керівництвом академії та її викладачами, які безпосередньо здійснюють навчання курсантів, стоїть завдання підготовки не просто мореходів, а спеціалістів, конкурентоспроможних на світовому рівні. Варто додати, що крьюїнгові компанії дуже ретельно підходять до підбору екіпажів, оскільки від злагодженості їх роботи, від професіоналізму кожного члена команди залежить кінцевий результат – успішність рейсу, збереження вантажу, судна, життя та здоров'я самих моряків. Іншими словами, задана висока планка рівню підготовки спеціалістів морського профілю. Реалізувати поставлену задачу можна тільки спільними зусиллями всіх кафедр, розроблюючи програми дисциплін з урахуванням комплексного компетентнісного підходу до навчання курсантів.

Компетентнісний підхід до навчання означає, перш за все, те, що ніяка дисципліна програми не читається ізольовано від професійно обумовлених дисциплін. Наприклад, в морській академії для майбутнього судноводія профільними є такі дисципліни як навігація та лоція, управління судном, теорія будови судна та інше. Однак в програму підготовки судноводія також включаються такі дисципліни як фізика, вища математика, інформаційні технології. Виклад цих та інших обов'язкових (нормативних) дисциплін також спрямовано на комплексну підготовку майбутніх моряків. Тому при створенні робочої програми дисциплін основна увага приділяється професійної спрямованості курсу з урахуванням реалізації компетентнісного підходу в підготовці спеціалістів морського профілю. Актуальність цього питання визначає подальшу роботу з вдосконалення контенту дисципліни « Інформаційні технології».

Основна частина. Одним з розділів дисципліни «Інформаційні технології», яка читається відповідно навчального плану для курсантів першого курсу, є розділ «Використання електронних таблиць Excel в рішенні технологічних задач», зокрема, задач з курсу фізики. К цьому часу курсант вже достатньо добре оволодів основними прийомами роботи в електронних таблицях MS Excel, вміє структурувати вхідні дані, будувати алгоритм рішення

задачі за її технічним (фізичним) змістом, володіє методами використання вбудованих можливостей цих таблиць.

Метою роботи є комплексне розуміння курсантом фізичного змісту задачі, математичних формул, проведення розрахунків з використанням можливостей сучасних комп'ютерів. Таким чином, послідовність виконання курсантом лабораторної роботи виглядає наступним чином:

- фізичне формулювання задачі;
- зіставлення фізичної постановки задачі та її математичної моделі (математичні формули згідно фізичним законам);
- побудова алгоритму реалізації моделі (структурування розрахунків, тобто визначення послідовності дій);
- проведення обчислень за алгоритмом (в електронних таблицях MS Excel);
- аналіз отриманих результатів.

Приведемо конкретний приклад.

З двох портів А і В, відстань між якими L , одночасно виходять два судна, швидкості яких відповідно V_1 та V_2 . Напрямок руху першого судна створює кут α , а другого – кут β відносно прямій АВ. Визначити найменшу відстань між суднами.

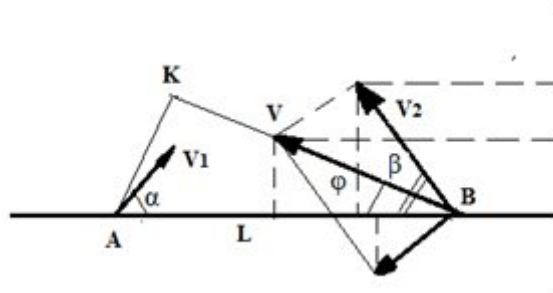


Рисунок 1. Взаємне розташування суден у векторній формі

Побудуємо математичну модель за умовами задачі. В системі координат, яка рухається відносно Землі зі швидкістю V_1 , судно А знаходиться в стані спокою, а судно В переміщується зі швидкістю $V = V_2 - V_1$. Мінімальна відстань між суднами дорівнює довжині перпендикуляра, опущеного на траєкторію судна В (АК).

Нехай φ – кут між вектором V та лінією ВА. Тоді $AK = L \sin \varphi$.

Так як $V = V_2 - V_1$, то, спроектувавши всі вектори на лінію АВ та на лінію, що перпендикулярна до АВ, отримаємо:

$$v \cos \varphi = v_1 \cos \alpha + v_2 \cos \beta, \quad v \sin \varphi = v_2 \sin \beta - v_1 \sin \alpha$$

Звідси

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{v_2 \sin \beta - v_1 \sin \alpha}{v_1 \cos \alpha + v_2 \cos \beta}$$

Залишилося представити $\sin \varphi$ через $\operatorname{tg} \varphi$, і знайдемо значення перпендикуляра АК (мінімальна відстань між суднами):

$$\sin^2 \varphi = \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}$$

Використовуючи вбудовані функції MS Excel, можна обчислити $\sin\varphi$ в один крок:

$$\sin\varphi = \sin(\arctg(\operatorname{tg}\varphi))$$

де $\operatorname{tg}\varphi$ - вже обчислена величина.

Отже, другий етап рішення задачі – побудова математичної моделі - завершено. Звертаємо увагу на те що при побудові математичної моделі використовуються елементи векторної алгебри, а в розрахункових формулах – тригонометричні функції. Зауважимо, що в блоці курсу «Розрахунки для судноводіїв» практично всі обчислювальні формули містять велику кількість тригонометричних функцій, та, виконуючи попередній блок «Використання електронних таблиць Excel в рішенні технологічних задач», курсант сприймає їх не як елементи шкільного курсу математики, а як засіб отримання практичного результату. При цьому, вже автоматично переводить градусну міру вимірювання кута в радіанну, як того вимагають вбудовані тригонометричні функції, а радіанну - в градусну, оскільки зворотні тригонометричні функції повертають результат в радіанах, наприклад,

$$A = \operatorname{SIN}(\operatorname{RADIANS}(F5)) , \varphi = \operatorname{DEGREE}(\operatorname{ATAN}(B3))$$

Наступний етап – структурування розрахунків, тобто внесення вхідних даних в електронну таблицю та визначення послідовності обчислень. Цей момент дуже важливий в практиці використання електронних таблиць, так як закладає навички професійної автоматизації обчислень. Зокрема, закріплюються такі елементи як урахування пріоритету дій, формування складних функцій (суперпозиція вбудованих функцій) та інше.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	L	V1	V2	V=V2-V1	α	β	sinα	sinβ	cosα	cosβ
2	120	18	25	7	56	74	0,8290	0,9613	0,5592	0,2756
4		$\operatorname{tg}\varphi = \frac{v_2 \sin\beta - v_1 \sin\alpha}{v_1 \cos\alpha + v_2 \cos\beta}$				$\operatorname{tg}\varphi =$	0,5372			
5		$\sin\varphi = \sin(\arctg(\operatorname{tg}\varphi))$				$\sin\varphi =$	0,4732			
9		$AK = L \sin\varphi$		$AK =$	56,8					

Рисунок 2. Розрахунковий лист

Таким чином, курсант навчається комплексному використанню своїх знань. Очевидно, у випадку зміни параметрів суден достатньо змінити вхідні дані в електронній таблиці.

Ця задача пропонується курсанту в якості зразка побудови моделі та структурування розрахунків. Всі матеріали викладені на сайті дистанційного навчання ХДМА, адже курсант може повторити процес в будь-який зручний для нього час. Для закріплення знань йому пропонується комплект завдань на дану тему. Зокрема, комплект містить такі задачі як визначення періоду вертикальних коливань судна, розрахунок часу його руху, пройдений шлях та інше.

Висновки. Очевидно, що на всіх судових комп'ютерах встановлені спеціальні програми для управління судном, а також стандартні офісні програми для оформлення документації, виконання поточних розрахунків, перевірки похибок роботи судового обладнання та інше. Вміння користуватися офісними програмами є невід'ємною складовою підготовки моряка. Однак знання комп'ютера на рівні користувача для офіцера-судноводія

недостатньо. Він зобов'язаний розуміти весь процес моделювання реальної ситуації, прорахувати ризик впливу постійних та випадкових факторів на траєкторію руху судна, вміти застосувати теоретичні знання з виконання розрахунків будь-якої складності на практиці. Саме такий підхід лежить в основі формування програми дисципліни «Інформаційні технології» підготовки судноводія.

ЛІТЕРАТУРА

1. Международная конвенция о подготовке и дипломировании моряков и несении вахты. (2011). Лондон.: ИМО. «Эшфорд Пресс».
2. Л.В.Кравцова, Н.Г.Каминская. Реализация компетентного подхода при изучении информатики (MS EXCEL 2016): учебник для курсантов и студентов морских учебных заведений. - Херсон: ХГМА, 2017.- 324с.

КОМПЕТЕНТІСНИЙ ПІДХІД ДО ФОРМУВАННЯ ПРОГРАМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ МОРСЬКОГО ПРОФІЛЮ З ДИСЦИПЛІН НОРМАТИВНОГО ЦИКЛУ

Кравцова Л.В., Камінська Н.Г.
Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Комплексність підготовки спеціалістів морського профілю визначається програмою, що базується на компетентнісному підході до навчання майбутніх навігаторів. Компетентнісний підхід до навчання означає, перш за все, те, що ніяка дисципліна програми не читається ізольовано від професійно визначених дисциплін. Тому при складанні робочої програми нормативних дисциплін загальнотехнічного циклу основна увага приділяється професійної спрямованості курсу. Так, навчальний план підготовки судноводіїв містить курси «Управління судном», «Теорія будови судна», а також такі дисципліни як фізика, вища математика, інформаційні технології. В цієї роботі буде показано, як знання математики, вміння користуватися сучасними можливостями та методами інформаційних технологій допомагає засвоїти складні закони управління рухом судна.

Актуальність досліджень. Теоретична підготовка майбутнього офіцера – судноводія включає знання законів руху судна з урахуванням всіх факторів, які впливають на цей процес. З курсів фізики та вищої математики відомо, що будь-який рух описується диференціальними рівняннями або системою диференціальних рівнянь, та чим більше факторів, тим складніше відповідна математична модель. Вирішити диференціальне рівняння (або систему рівнянь) – значить знайти траєкторію руху судна, яка формується під впливом усіх факторів; закон, за яким можна знайти місцеположення судна у будь-який момент часу; вивчити його маневреність. Але знайти рішення цієї задачі математичними методами вдається не завжди, враховуючи складність моделі. Вміння використовувати вбудовані можливості електронних таблиць для рішення або їх апроксимації з метою отримання необхідної науково підтвердженої інформації визначає актуальність досліджень.

Основна частина. Отже, дисципліна «Управління судном» розглядає задачі по управлінню судном як об'єктом, рух якого здійснюється на межі двох середовищ: води та повітря. При цьому судно відчуває відповідно гідро- та аеродинамічну взаємодію. В процесі управління рухом судна необхідно враховувати: довжину, ширину, форму та розміри підводної та надводної частин корпусу, характеристики основних і допоміжних судових засобів управління. Необхідно також враховувати складний характер поведінки судна під впливом зовнішніх факторів (хвилювання, течу, вітер, мілководдя, канали та інше), що робить процес маневрування дуже складним та напруженим. Рівняння руху судна повинні враховувати параметри оцінки всіх факторів, що впливають на цей рух.

Для рішення задачі руху судна в горизонтальній площині необхідно знати сили й моменти, які діють на корпус судна і його засоби управління. Вони поділяються на три групи: руху, зовнішні та реактивні. Тому математичною моделлю процесу руху судна є система з трьох диференціальних рівнянь: двох рівнянь сил за дольовою X та поперечною Y віссю та рівняння моментів навколо вертикальної осі Z .

$$\left\{ \begin{array}{l} (m + \lambda_{11}) \frac{dV}{dt} - (m + \lambda_{11}) \frac{d\beta}{dt} V\beta + (m + \lambda_{22}) V\beta\omega_z - \lambda_{26} \omega_z^2 = R_x \\ - (m + \lambda_{22}) \frac{d\beta}{dt} V + \lambda_{26} \frac{d\omega_z}{dt} + (m + \lambda_{11}) V\omega_z = R_y \\ (I_z + \lambda_{66}) \frac{d\omega_z}{dt} - \lambda_{26} \frac{d\beta}{dt} V - (\lambda_{22} - \lambda_{11}) V^2 \beta + \lambda_{26} V\varpi_z = M_z \end{array} \right.$$

Ці вирази у спрощеному вигляді та в параметрах швидкості V , куту дрейфу β та кутовий швидкості ω_z записуються у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m + \lambda_{11}) \frac{dV}{dt} + R_x + R_p \pm P + X_A = 0; \\ (m + \lambda_{22}) \frac{dV}{dt} \beta - Y_p - F_{\delta\dot{a}} + R_{\delta\dot{a}} + Y_A = 0; \\ (I_z + \lambda_{66}) \frac{d\omega_z}{dt} + M_{\dot{a}} - \dot{I}_{\delta} \pm \dot{I}_{\lambda} = 0. \end{array} \right.$$

У цих системах:

m – маса судна;

R_x – продольна гідродинамічна сила на корпусі (опір води);

R_y – поперечна гідродинамічна сила на корпусі;

M_z – загальний момент сил, які прикладені до корпусу при криволінійному руху;

V – швидкість судна;

β – кут дрейфу;

ω_z – кутова швидкість судна відносно осі Z ;

I_z – момент інерції судна відносно осі Z ;

R_p – продольна складова сили дії води на руль;

P – упор гребного вінта;

X_A – продольна складова сили вітру;

Y_A – поперечна складова сили вітру;

M_A – момент сили вітру Y_A відносно осі Z ;

Як бачимо, математична модель процесу достатньо складна, тож вміння вирішувати диференційні рівняння є необхідною складовою підготовки фахівця. Але система може бути лінеаризована або частково лінеаризована, тому може вирішуватися чисельними методами, причому за допомогою вбудованих модулів електронних таблиць MS Excel можна побудувати апроксимацію процесу з будь-якою заданою точністю.

Найбільш відомим чисельним методом рішення систем диференціальних рівнянь є метод Рунге-Кутта. Оскільки цей метод дозволяє знайти чисельне рішення, тобто рішення у вигляді таблиці значень, можна побудувати криву за таблицею, та, використовуючи вкладку «Додати лінію тренду», визначити аналітичні рівняння рішення системи. На діаграмі можна отримати навіть величину достовірності результату. Наприклад, крива що зображена на графіку функції, побудованої за результатами застосування методу Рунге-Кутта апроксимована поліномом 4-го порядку, при цьому достовірність результату становить 98,7% ($R^2=0,987$) (рис.1).

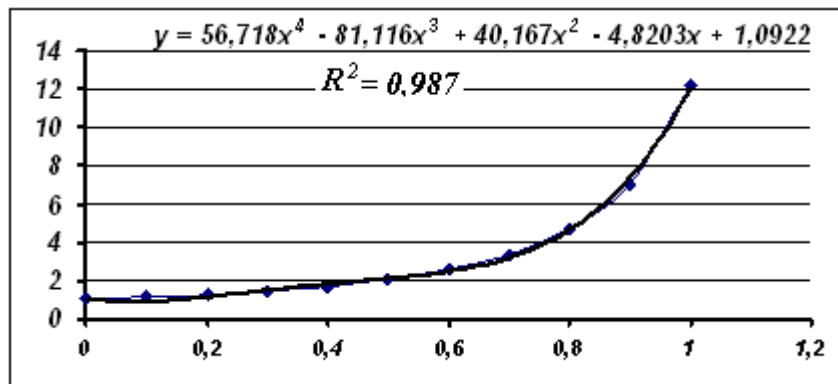


Рисунок 1. Апроксимація чисельного рішення диференційного рівняння

Такий комплексний підхід до оволодіння матеріалом, який об'єднує разом декілька дисциплін, викликає, по-перше, зацікавленість курсанта, розуміння ним спрямованості навчального плану до його професійної підготовки, по-друге, надає можливість застосовувати набуті знання до рішення складних завдань.

Висновки. Майбутньому моряку, який бажає здійснювати кар'єрне зростання, необхідно мати навички використання можливостей сучасних комп'ютерів у рішенні будь-яких задач. Наведений приклад моделювання руху судна при маневруванні підтверджує необхідність серйозного відношення курсанта до вивчення як професійно спрямованих, так і нормативних природничих дисциплін.

ЛІТЕРАТУРА

1. Международная конвенция о подготовке и дипломировании моряков и несении вахты. (2011). Лондон: ИМО. «Эшфорд Пресс».
2. Соболев Г.В. Управляемость корабля и автоматизация судовождения: Учебник для вузов. - Л., Судостроение, 1976. – 477 с.
3. Л.В.Кравцова, Н.Г.Каминская. Реализация компетентностного подхода при изучении информатики (MS EXCEL 2016): учебник для курсантов и студентов морских учебных заведений. - Херсон: ХГМА, 2017. - 324 с.

ФОРМУВАННЯ ІНЖЕНЕРНО-ГРАФІЧНОЇ КОМПЕТЕНТНОСТІ У СУДНОВИХ МЕХАНІКІВ

Знамеровська Н.П.

Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Впровадження інноваційних технологій у навчальний процес впливає на зміст, форми і методи викладання всіх навчальних дисциплін. Це стосується графічних дисциплін.

Актуальність. Потреба в професійно-компетентних фахівцях - випускниках технічних вузів, які мають крім сформованих знань, умінь, навичок і компетенцій з основної спеціальності також підготовку в сфері інженерної графіки стала дуже потрібною. Основними тенденціями розвитку інноваційних технологій навчання є значне зростання кількості ЕОМ, що використовуються не тільки в навчальному процесі, а й на виробництві, що веде до збільшення кількості навчальних графічних програм. Графічна підготовка сьогодні тісно пов'язана з інформатизацією освіти. Це змушує викладачів вищої освіти коригувати зміст навчальних планів відповідно до сучасних вимог науково-технічного прогресу, удосконалювати методики навчання і використовувати в освітньому процесі інноваційні технології.

Розвиток інноваційних технологій призвів до суттєвих змін у створенні технічної інформації: технологічна і проектно-конструкторська документація створюється за допомогою систем автоматизованого проектування (CAD / CAM / CAE). Відбувся перехід від двомірного кресленика до 3d моделі об'єкта.

Сучасним стратегічним напрямком науково-технічного прогресу промисловості є комп'ютеризація проектно-конструкторської документації для механізмів і машин, що вимагає підвищення рівня комп'ютерної грамотності майбутніх фахівців. На сучасному ринку праці значно збільшилася потреба в висококваліфікованих інженерних кадрах, які володіють сучасними комп'ютерними технологіями.

На сучасному етапі базова інженерно-графічна підготовка здобувачів ВО здійснювалась на кафедрі загальноінженерної підготовки ХДМА в рамках курсів «Інженерна графіка» та дисципліни за вибором здобувачів ВО - «Комп'ютерна інженерна графіка», які стають не тільки предметом вивчення і розробки конструкторської документації, а й засобом навчання здобувачів ВО. Комп'ютерна графіка є ефективним засобом розвитку просторового мислення здобувачів ВО, дозволяє активізувати процес навчання, врахувати індивідуальні особливості здобувачів ВО для розуміння сучасної графічної інформації.

Метою даної статті є дослідження дидактичних шляхів інженерно - графічної підготовки здобувачів ВО, що ґрунтуються на сучасних комп'ютерних технологіях та умов їх реалізації у навчальному процесі Херсонської державної морської академії.

Проблема вдосконалення процесу навчання інженерів-механіків морської галузі інженерно-графічним дисциплінам є актуальною та своєчасною в контексті вимог ПДНМВ до результатів їх підготовки. Комп'ютерна графіка - основа графічної підготовки здобувачів ВО безпосередньо пов'язана з використанням комп'ютерних технологій, вона є однією з найбільш затребуваних інформаційних технологій і призначена для створення і обробки різних зображень за допомогою апаратних і програмних засобів комп'ютера, які сприяють математичному і геометричному моделюванню об'єктів, а також методам візуалізації цих процесів [3, стор.10], що представлені у вигляді: проєкцій, зображень, рисунків, креслеників, схем, діаграм, графіків, відеороликів, слайдів, що більш доступні для сприйняття здобувачами ВО на лекційних та лабораторних заняттях. Як ми бачимо з досліджень, які підтверджують припущення, що запам'ятовування візуальної інформації відбувається ефективніше при

застосуванні графічного візуального матеріалу підсилює когнітивні здібності здобувачів ВО. Ілюстрації у вигляді візуальних процесів допомагають інтуїтивно уявляти і спонукають здобувачів ВО до творчого пошуку [1, стор. 135].

Основний матеріал. Комп'ютерна графіка застосовується для вирішення різноманітних технічних задач. Комп'ютерну графіку можна використовувати як для двохвимірних зображень - для отримання плоских (2D) зображень (проєкцій) і тривимірних (наочних як 3D-графіка). Зображення можна розглядати як статичі, нерухомі, не змінні, чи як комп'ютерну анімацію до мінливих двох чи трьохвимірних об'єктів. Галузі застосування комп'ютерної графіки дуже різноманітні. У всіх галузях використовується оброблена комп'ютерна інформація у вигляді креслеників, схем, графіків, діаграм і інших матеріалів. Сучасні конструкторські технології при розробці нових транспортних моделей спираються на тривимірне віртуальне моделювання. Інженери-конструктори представляють проекти в комп'ютерному варіанті, що допомагає їм наочно уявити вид створюваного виробу, і дозволяє провести ескізний пошук форми швидше, ніж у ручному режимі і дає змогу виконувати художньо-конструкторський аналіз якості розробки, а також дає можливість надати замовнику різні варіанти форми і складових деталей наочно на екрані монітора.

Традиційно дисципліна «Нарисна геометрія і інженерна графіка» викладається в усіх технічних вузах і включає в себе три розділи: «Нарисна геометрія», «Інженерна графіка», «Комп'ютерна графіка». Викладання даної дисципліни, що є початковою стадією інженерної підготовки, і в багатьох вузах нашої країни до цих пір ґрунтується на вивченні двомірних креслеників. Освоєння теорії зображень, розвиток просторового мислення, знайомство з державними стандартами оформлення креслеників є основною метою вивчення. Сучасний рівень розвитку інноваційних технологій в інженерній освіті реалізував новітні методи навчання графічним дисциплінам. Одним з напрямків використання інформаційних технологій в навчальному процесі є демонстраційний супровід дисципліни викладачами кафедри загальноінженерної підготовки Херсонської державної морської академії, розроблений електронний навчально-методичний комплекс, призначений для проведення лекційних і лабораторних занять, а також для організації самостійної роботи здобувачів ВО [1]. Даний комплекс містить електронні презентації, мультимедійні лекції, навчальні та методичні посібники, навчальні відеоролики, наочні посібники, тривимірні моделі та ін. Навчально-методичний супровід дисципліни використовується дистанційно через сайт дистанційної освіти ХДМА. Лекції і лабораторні заняття проводяться в спеціалізованих аудиторіях, обладнаних технічними засобами навчання, при викладі матеріалу використовуються розроблені електронні навчальні посібники та ілюстративний матеріал (плакати, моделі, комп'ютерні презентації), орієнтовані на використання мультимедійного презентаційного обладнання, що значно полегшує візуалізацію і сприйняття нового матеріалу.

На сайті Херсонської державної морської академії викладені всі електронні матеріали, для дистанційного навчання, що особливо важливо для здобувачів вищої освіти, які у більшості перебувають у рейсах під час навчального процесу і можуть скласти сесію дистанційно чи індивідуально. Матеріали, що викладені на платформі LMS Moodle:

Електронний лабораторний практикум – є інтерактивною демонстраційною моделлю об'єктів, процесів та їх властивостей із застосуванням засобів комп'ютерної візуалізації;

Електронний навчальний посібник – навчальне видання, що доповнює або замінює підручник;

Електронний підручник – навчальне видання із систематизованим викладом навчального матеріалу, що відповідає освітній програмі, містить цифрові об'єкти та забезпечує інтерактивну взаємодію.

Електронні методичні рекомендації – практичне видання з певної теми, розділу або питання навчального предмету практичної діяльності, з методикою виконання окремих завдань та певного виду робіт.

LMS Moodle – це модульне об'єктно-орієнтоване динамічне навчальне середовище, відоме як система управління навчанням (Learning Management System), яке використовується для розроблення, управління та поширення навчальних веб-ресурсів із забезпеченням спільного доступу до них.

При підготовці фахівців для морської галузі реалізується принцип навчання технічних дисциплін на основі цілісної системи віртуальних образів (3D-моделей), що створюються за допомогою професійних комп'ютерних CAD / CAM систем. У нашій академії дисципліна «Нарисна геометрія і інженерна графіка» викладається за допомогою графічних редакторів AutoCad і SolidWorks [3]. Перераховані вище програмні комплекси вибираються в залежності від напрямку навчання здобувачів ВО і узгоджуються з їх випусковими кафедрами.

В рамках дисципліни базова графічна підготовка сприяє формуванню інженерно-графічної компетентності здобувачів ВО, які навчаються за напрямами в області техніки і технології. Орієнтовна система інженерно-графічної підготовки включає в себе:

- Для цілеспрямованості інженерно - графічної підготовки здобувачів ВО повинні бути визначені очікувані результати навчання, які легко діагностувати у ході навчання [4].
- Чітко сформулювати вимоги до результатів навчання комп'ютерної інженерної графіки.
- Визначення знань, необхідних здобувачам ВО у процесі засвоєння.
- Встановити інструментальні вміння, які повинні отримати здобувачі ВО в ході лабораторних занять.
- Компетентнісно-орієнтовані завдання і тести допоможуть оцінити рівень сформованості інженерно-графічних компетенцій здобувачів ВО після засвоєння курсу навчання.

Аналізуючи дослідження з організації інженерно-графічної підготовки здобувачів ВО, ми визначили її структуру та етапи:

При проведенні лекційних і лабораторних занять використовувати можливості сучасних комп'ютерних технологій, демонструвати здобувачам ВО якісні сучасні матеріали, що допомагають формувати відповідні графічні компетентності.

Для ефективного проведення лабораторних занять розроблені інструкції з поетапним виконанням відповідних завдань у графічному середовищі. Готові комп'ютерні зображення для системи контролю та діагностики результатів графічної підготовки, тестові графічні завдання, а також проведення статистичного аналізу даних про успішність здобувачів ВО і використання відповідних коригуючих заходів. Одночасно необхідно вимагати від здобувачів ВО задовільних навичок використання комп'ютерної графіки в різних видах учбової діяльності: при розв'язуванні завдань, виконання самостійної роботи, підготовці презентацій для захисту курсових проєктів чи дослідницької роботи, підготовка і захист випускних робіт. Можливі інші напрямки використання комп'ютерної інженерної графіки в рамках графічної підготовки здобувачів ВО. Звертаємо увагу, що подібна практика використання комп'ютерних технологій в навчальному процесі відповідає сучасним вимогам роботодавців.

Комп'ютерна інженерна графіка - основа інженерно-графічної підготовки здобувачів ВО, яка відповідає потребам проєктно-конструкторської та інженерної діяльності випускників - суднових механіків. Тому було визначено етапи організації процесу формування інженерно-графічних компетенцій здобувачів ВО (суднових механіків) засобами комп'ютерних технологій:

- 1) структурування навчального матеріалу за компетенціями, презентація і планування.

2) отримання здобувачами ВО навичок роботи в графічних редакторах САД, виконання розрахунково-графічних робіт.

3) використання мультимедійного супровіду навчального матеріалу на лекційних і лабораторних заняттях, при автоматизованому тестуванні.

4) підготовка здобувачами ВО презентацій для захисту курсових та дипломних проєктів, виступів на студентських наукових конференціях.

5) оформлення навчальних лабораторій та аудиторій учбовою інформацією, проведення профорієнтаційних заходів для залучення випускників для вступу до академії.

6) створення демонстраційних моделей для ілюстрації методу проєкціонування, утворення поверхонь і їх перетину, розробка рухомих моделей конструкторських виробів і складальних одиниць.

Використання візуальних комп'ютерних технологій в освітньому процесі відповідає сучасним потребам проєктно-конструкторської та інженерної діяльності майбутніх суднових механіків.

Питання оцінювання результатів графічної підготовки майбутніх суднових механіків є дуже важливим. Комплекс розроблених процедур контролю повинен охоплювати всі очікувані компоненти інженерно-графічних компетенцій. При поточному контролі оцінювання знань і умінь здобувачів ВО за допомогою електронного тестування з включенням графічних контентів дає позитивні результати. При оцінюванні ми зіткнулися з проблемою організації оціночних заходів, які показують досягнення майбутніх суднових механіків при самостійному виконанні індивідуальних графічних завдань професійної спрямованості (курсів та дипломних проєктів).

Висновки. Сучасна графічна підготовка майбутніх морських інженерів-механіків, орієнтованих на проєктно-конструкторську діяльність, вимагає фундаментальних знань з інженерної та комп'ютерної графіки, дозволяє здобувачам ВО вільно орієнтуватися в питаннях створення графічних образів і динамічно оперувати ними. Використання інформаційно-комунікаційних технологій забезпечують доступність навчально-методичних матеріалів, а їх візуалізація полегшує розуміння матеріалу навчального курсу «Нарисна геометрія і інженерна графіка».

У даний час викладачам графічних дисциплін необхідно йти в ногу з часом, опанувати нові САПР, періодично проходити курси підвищення кваліфікації, мати можливість навчання графічним редакторам в сертифікованих центрах і можливість здачі сертифікованих іспитів, адже підготовка викладацьких кадрів є першою сходинкою в інформатизації освітнього процесу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Дичківська І. М. Інноваційні педагогічні технології / І. М. Дичківська. – Київ : Академвидав, 2004. – 352 с.
2. Наволокова Н. П. Енциклопедія педагогічних технологій та інновацій / Н. П. Наволокова. – Харків: Основа – 2009. – 176 с.
3. Сучасні інформаційні засоби навчання.- Навчальний посібник / П.С. Гуревич, Л.Л. Коношевський, О.В. Шестопалюк. – Вінниця: ВДПУ імені Михайла Коцюбинського, 2004. – 535 с.
4. Петухова А.В. Мультимедиа курс «Начертательная геометрия, инженерная и компьютерная графика»: опыт разработки и внедрения. // Вестник Новосибирского государственного педагогического университета. 2014. № 4 (20). С. 66-79.

КОМПЕТЕНТІСНИЙ ПІДХІД В СИСТЕМІ МОРСЬКОЇ ОСВІТИ

Погорлецький Д.С.
Херсонська державна морська академія, Україна

Впровадження компетентісного підходу у вищих закладах морської освіти є одним із важливих концептуальних положень оновлення змісту та якості освіти даного напрямку. Сучасний морський навчальний заклад має сприяти розвитку культури, формуванню, необхідних для проживання та праці у європейському співтоваристві компетентностей, соціально-економічних та спеціальних технічних знань.

Сьогодення вимагає від системи вищої освіти професійної підготовки майбутніх морських фахівців, які володіють фундаментальними знаннями, вміннями та навичками, здатних творчо та своєчасно підходити до вирішення неординарних технічних питань та проблем, бути конкурентоспроможними на світовому ринку праці. На даний час українські моряки працюють по всьому світу у складі інтернаціональних екіпажів морських вантажних, пасажирських, риболовних та інших типів торговельних суден.

На міжнародному ринку праці моряків для іноземних судновласників, Україна знаходиться на п'ятому місці та входить до десятки провідних країн-постачальників командного складу екіпажів морських торговельних суден. Морська галузь освіти є однією з технічно удосконалених та стрімко розвиваючихся, вона потребує кваліфікованих робітників, командного складу і обслуговуючого персоналу. У зв'язку з євроінтеграцією морської освіти, її основною метою є підготовка кваліфікованих працівників відповідного рівня та профілю, які є конкурентоспроможними на європейському та світовому ринку праці, компетентних, відповідальних, готових до професійного росту, які вільно володіють професією та орієнтуються в суміжних областях діяльності, здатних до праці за спеціальністю на рівні світових стандартів. [1]

Завданням сучасної вищої морської освіти є питання впровадження компетентісного підходу у професійну підготовку студентів морської галузі. Основна увага акцентується на компетенціях, які сприяють адаптації фахівців до мінливих умов сучасного ринку праці й бурхливого розвитку науки і техніки. Структура та зміст матеріалів Конвенції ПДМНВ-95, в порівнянні з попередніми, істотно змінені в частині вимог до рівня компетентності фахівців морської галузі, а також, до системи контролю над забезпеченням і підтримкою необхідного рівня компетентності, зокрема введення більш строгих норм до професійної підготовки моряків. Завдання підготовки морських фахівців ускладнюється постійним зростанням обсягу професійної інформації, появою нової техніки, технологій, що вимагає від професійної морської освіти прискореного оновлення її змісту та розробки нових педагогічних технологій. Сьогодні компетентісний підхід стає невід'ємною складовою освітньої галузі, він впливає на зміст та якість освіти. Перевагою компетентісного підходу є те, що він дає змогу оцінити як професійні знання і навички, так і особистісні зміни фахівця, які відбулись у процесі професійної підготовки.[1]

Під час професійної підготовки фахівців морської галузі виділяються наступні теоретико-методологічні підходи:

- компетентний;
- функціональний;
- галузевий.

Спочатку професійне навчання базувалося на галузевому підході, який дозволяв готувати фахівців широкого профілю, необхідних для вирішення багатьох напрямків професійних задач. З переходом до спеціалізації, розповсюдження отримав функціональний

підхід, сутність якого в тому, що кожен фахівець має своє «професійне коло діяльності», діє в ньому та несе відповідальність. Дані підходи були використані в основі розробки Держстандартів вищої освіти України. [2]

Переоцінка стану галузі та приєднання України до Болонського процесу зробили актуальним реалізацію в професійній підготовці фахівців компетентного підходу.[3] У матеріалах Болонської декларації підкреслюється, що використання терміну «компетентність» або «компетенція» для визначення цільових напрямків освіти знаменує зрушення від традиційних норм оцінювання до комплексної оцінки професійної та соціальної підготовки працівників. Це призводить до трансформації освітньої системи в напрямку адаптації до світового ринку праці, а також формуванню у працівника здатності до самонавчання та самовдосконалення. [3]

На сьогоднішній час не існує єдиного підходу до розуміння поняття «компетентнісний підхід в освіті». Наукові діячі вкладають у нього різний зміст та тлумачення окремих аспектів. Якщо звернути увагу на трактування поняття «компетентнісний підхід», В. Химинець розглядає його як спрямованість освітнього процесу на формування та розвиток у студента майбутнього фахівця, ключових (основних, базових) та предметних компетентностей особистості. Компетентнісний підхід повинен скеровувати освітній процес на формування цілого набору компетентностей (знань, умінь, навичок), якими повинні оволодіти студенти під час навчання. Традиційна система вищої освіти акцентувала основні зусилля на набутті знань, умінь та навичок, що й узагальнювало знання та формувало підхід до навчання. Основна увага приділялася самим знанням, а те, для чого вони потрібні, розкривалося не в повному об'ємі та залишалося поза увагою системи освіти. [1]

Сам компетентнісний підхід не може модернізувати систему вищої освіти, підвищити якість та конкурентоспроможність випускників вищої школи, але він здатний створити умови для розвитку цих структурних процесів. Державний стандарт освіти нового покоління проектується на основі компетентного підходу. Його базовою основою є компетенції – здатність фахівця застосовувати знання, уміння та навички для успішної діяльності у конкретній галузі праці. [1] Модель конкурентоспроможного випускника морського освітнього закладу на сучасному етапі повинна включати в себе всі компетенції, які висуваються до морського фахівця, серед яких ключовими є загально професійні, спеціальні компетентності та їх компоненти. Вони формуються у процесі навчання, та мотивування особистісного та професійного розвитку студента, формування професійної компетентності через освоєння базових і професійних компетенцій. А під час професійної діяльності здійснюється розвиток професійних компетенцій в конкретних умовах праці (на судні).

Висновок. Таким чином, реалізація компетентного підходу в галузі морської освіти на сучасному етапі розвитку повинна забезпечити виконання основної мети професійної освіти – підготовку кваліфікованих працівників відповідного рівня та профілю, конкурентоспроможних на світовому морському ринку праці, компетентних, відповідальних, здатних до ефективної праці за фахом на рівні світових стандартів. Компетентнісний підхід – це пріоритетна орієнтація на мету морської освіти: самовизначення, самоактуалізацію, соціалізацію та розвиток індивідуальності майбутнього фахівця морської галузі.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ходаковський В.Ф., Букетов А.В. Впровадження компетентного підходу в освітньому процесі: Монографія. – Херсон: ХДМА, 2016. – 164с.
2. <https://mon.gov.ua/ua/osvita/visha-osvita/naukovo-metodichna-rada-ministerstva-osviti-i-nauki-ukrayini/zatverdzeni-standarti-vishoyi-osviti.-01.09.2020>.
3. Байденко В.И. Болонский процесс: проблемы, опыт, решения. – М.: Исследовательский центр проблем качества подготовки специалистов, 2006.

ВИКОРИСТАННЯ СУЧАСНИХ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПРИ ВИКЛАДАННІ ГРАФІЧНИХ ДИСЦИПЛІН

Знамеровська Н.П., Татарінцева Ю.Г.
Херсонська державна морська академія, Україна

Актуальність теми. Вивчення курсу «Інженерна графіка» з використанням мультимедійних технологій дозволяє курсанту набути графічних умінь, необхідних курсантам навчальних закладів морського профілю, які сформульовані у документах міжнародної морської організації (далі ІМО) та «Правилах дипломування моряків та несення вахти (ПДМНВ)» [1].

У сучасних умовах все ширше використовуються тривимірне моделювання технічних об'єктів і подальше автоматизоване складання креслень (видів, розрізів, перетинів і т.п.), формування складальних вузлів і ін., Неавтоматизовані методи проектування виявляються малоефективними.

Таким чином випускники вузів повинні вміти працювати в якості користувачів з графічними системами, що дозволяють створювати як креслярсько-конструкторську документацію, так і вирішувати завдання тривимірного геометричного моделювання.

Мета дисципліни «Інженерна комп'ютерна графіка» це створення інтегрованої моделі на основі геометричного моделювання. В її завдання входить формування навичок роботи з конкретними графічними системами геометричного моделювання; вивчення та практичне освоєння методів комп'ютерного виконання креслень, способів автоматизованої розробки графічної документації, автоматизованого проектування креслень з використанням графічних баз даних.

Кафедра загальноінженерної підготовки Херсонської державної морської академії здійснює підготовку майбутніх фахівців морського транспорту за спеціальністю 271 Річковий та морський транспорт.

Щоб підготувати здобувача вищої освіти, необхідно приділяти особливу увагу розвитку його технічних здібностей. На теперішній час питання про те, застосовувати чи не застосовувати на заняттях комп'ютерні технології, вже не стоїть. Використання комп'ютера на заняттях значно полегшує роботу викладача, економить час, в тому числі і за рахунок скорочення роботи крейдою на дошці. Особливо важливо останнє при викладанні інженерної графіки, тому що потрібно демонстрація значної кількості складних, бездоганно виконаних графічних зображень. Використовуючи комп'ютер і мультимедійну установку, можна показати здобувачам вищої освіти протягом заняття велику кількість креслень такого розміру, при якому їх добре бачить вся аудиторія, а також неодноразово продемонструвати послідовність їх побудови, що важко при використанні крейди і дошки.

При впровадженні мультимедійних технологій в процесі вивчення інженерної графіки реалізуються принципи дидактики: науковість, систематичність, послідовність, доступність, міцність засвоєння знань і наочність. Заняття з використанням мультимедійних технологій відносяться до активних методів навчання, які сприяють всебічному розвитку, збільшенню пізнавального інтересу при вивченні предмета, підвищенню зацікавленості здобувачів вищої освіти в освоєнні дисципліни, активності на занятті [2].

Викладачі кафедри загальноінженерної підготовки Херсонської державної морської академії викладають технічні дисципліни для студентів першого курсу і забезпечують оволодіння знаннями, які здобувачі вищої освіти використовують під час всього навчального процесу та зокрема для написання випускної кваліфікаційної роботи.

Для практичної реалізації цих цілей на кафедрі використовуються аудиторії оснащені сучасними комп'ютерами з ліцензійними програмними продуктами та мультимедійними проекторами.

Причому комп'ютер розглядається як креслярський інструмент, у якого є великі можливості допомогти студенту подолати труднощі засвоєння розділів курсу інженерної графіки. Пріоритетним напрямком в науково-методичній роботі кафедри є удосконалення навчального процесу на базі нових освітніх технологій, що передбачають підвищення ефективності самостійної роботи студентів.

У 2019-2020 навчальному році у I семестрі для студентів першого курсу викладалася дисципліна «Нарисна геометрія та інженерна графіка», яка складалася з лекційного матеріалу та лабораторних занять.

Використання мультимедійних технологій під час проведення лекційних занять, дають змогу наповнити їх новим змістом і компонентами. Об'єднуючи в єдине ціле текстовий і графічний супровід (креслення, схеми, малюнки і т. ін.) З анімацією, комп'ютерним моделюванням, вони дозволяють поєднати технічні можливості комп'ютерної техніки в поданні навчального матеріалу (наочно-образне уявлення інформації) зі спілкуванням лектора з аудиторією (вербально-логічне представлення інформації).

Мультимедійне забезпечення лекцій не тільки дає можливість урізноманітнити ілюстративний матеріал, але, завдяки використанню нових технологій, які змінили традиційну форму навчання, робить лекцію більш привабливою, дозволяє студентам уявити і зрозуміти складний теоретичний матеріал. Лекції проходять більш різноманітно, викликаючи підвищений інтерес аудиторії, що формує підвищення пізнавальної активності студентів [3].

Ґрунтуючись на багаторічному досвіді роботи, викладачами кафедри загальноінженерної підготовки розроблений комп'ютерний конспект лекцій з інженерної графіки.

Відповідно до навчальної програми були підготовлені лекції з дисципліни нарисна геометрія та інженерна графіка. Лекції представляються фрагментами в необхідних обсягах методично-обґрунтованої послідовності. Викладач під час проведення комп'ютерної лекції використовує в основному тільки графічну частину підготовленого матеріалу. Графічна частина і текстова підготовлені окремо, що дозволило реалізувати наступні принципи установки:

- для максимальної концентрації уваги студентів на утриманні матеріалу на екрані повністю відсутня текстова частина, оскільки студенти зазвичай переписують екранне повідомлення, при цьому часу на конспектування йде більше, а втома настає раніше, ніж при сприйнятті матеріалу на слух;
- практика показала, що дублювати мову лектора показом її на телеекранах небажано, оскільки усна частина лекції, вміщена на заставках і показана на телеекранах, ще більше зменшує і без того невелику інформаційну ємність екрану;
- дослівне повторення вголос видимого тексту створює враження використання підказки;
- написаний текст відрізняється від усного мовлення, тому лектор, як правило, говорить не так, як написано, і студенту важко зосередитися на чомусь одному.

Текстова частина комп'ютерних лекцій необхідна для самостійних занять студентів та дистанційного навчання.

При проведенні лекцій з нарисної геометрії та інженерної графіки графічний супровід відіграє головну роль для розуміння тієї чи іншої теми, і дуже важлива поступова послідовність пропонованого графічного матеріалу.

Тому в розробленому конспекті лекцій в режимі демонстрації викладач з невеликими інтервалами, необхідними для успішного конспектування теми студентами, відтворює потрібний елемент креслення.

Проводиться все побудова креслення так само, як якщо б це виконувалося при традиційному веденні лекції за допомогою крейди і дошки. Така побудова комп'ютерної лекції має такі переваги:

- якість візуальної інформації на екрані вище, ніж на дошці;

- матеріал по розділах нарисної геометрії та інженерної графіки засвоюється легше внаслідок високої наочності лекцій;
- повніше конспект лекцій у студентів;
- темп викладу вище, ніж на звичайній лекції;
- викладач може легко покроково повернутися до попереднього кресленням, якщо у кого-небудь зі студентів виникне питання;
- несхожість комп'ютерної лекції на традиційну підвищує інтерес до неї, сприяє розвитку просторового мислення.

Ефективність таких лекцій значно зростає, якщо студент отримує відповідний роздатковий матеріал. Це значно спрощує процес конспектування навчальної інформації, що особливо цінно для студентів молодших курсів, які не володіють необхідними навичками конспектування лекційного матеріалу.

У другому семестрі студенти I курсу вивчали дисципліну: «Комп'ютерна інженерна графіка» під час лабораторних робіт. Креслення студенти виконували в системі AutoCAD, яка є широко поширеним програмним продуктом.

При вивченні курсу комп'ютерної інженерної графіки на першому етапі студенти освоюють систему AutoCAD 2D і виконують двовимірні креслення деталей будь-якого складального вузла або механізму. При цьому креслення оформляються у відповідності з усіма вимогами стандартів ЕСКД, які були вивчені раніше в курсі нарисна геометрія та інженерна графіка. На другому етапі студенти знайомляться з AutoCAD 3D і виконують тривимірні моделі деталей. Як показує практика, створення об'ємних моделей активно розвиває і вдосконалює просторову уяву учнів, сприяє кращому розумінню конструкції деталей і технології їх виготовлення, дає більш наочне уявлення про конструкторські і технологічні бази. Після освоєння студентами різних варіантів створення тривимірних об'єктів на прикладі деталей, що входять в складальний вузол, здійснюється складання їх разом, що дає додатково краще розуміння конструкції. Для закріплення навичок і більш якісного засвоєння матеріалу лабораторних занять по створеним тривимірним моделям учні формують плоскі креслення, використовуючи різні види, розрізи і перетини, а також при необхідності аксонометричні проекції.

Завдання підібрані таким чином, що дозволяють освоїти і комп'ютерний графічний програмний продукт, і класичний компонент графічної діяльності. Очевидно, що виконання робіт з використанням персонального комп'ютера прищеплює навички самостійної навчальної діяльності студента.

Висновки:

1. Мультимедіа-технології - це один з перспективних напрямків інформатизації навчального процесу. У вдосконаленні програмного і методичного забезпечення, матеріальної бази, а також в обов'язковому підвищенні кваліфікації викладацького складу бачиться перспектива успішного застосування сучасних інформаційних технологій в освіті

2. Методики викладання дисциплін загальноінженерного циклу повинні забезпечувати реалізацію всіх дидактичних вимог для формування ґрунтовних базових знань, що дозволять студенту а потім випускнику якісно оволодівати професійними компетенціями та вдосконалювати їх протягом всієї професійної діяльності.

ЛІТЕРАТУРА

1. Конвенція ПДМНВ 1978, 2014 р.р.(офіційний переклад)
2. Гушлевська І. Поняття компетентності у вітчизняній та зарубіжній педагогіці // Шлях освіти. –2004. -№3. –С.22-24.
3. Овчарук О.В. Компетентності як ключ до формування змісту освіти Стратегія реформування освіти України. -Київ.: К.І.С.2003. –295 с.

ФОРМУВАННЯ ІНЖЕНЕРНИХ КОМПЕТЕНЦІЙ ФАЦІВЦІВ З ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК В ПРОЦЕСІ ВИВЧЕННЯ ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ

Васильченко Г.Ю., Моїсеєнко Л.Л.
Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Як відомо, компетентність в загальному визначенні розуміється, як інтегрована характеристика якостей особистості, результат підготовки випускника ЗВО для виконання діяльності в певних професійних та соціально-особистісних предметних галузях (компетенціях), який визначається необхідним обсягом і рівнем знань та досвіду у певному виді діяльності.

Для цілей Національної рамки кваліфікацій термін кваліфікація вживається у такому значенні: компетентність/компетентності – здатність особи до виконання певного виду діяльності, що виражається через знання, розуміння, уміння, цінності, інші особисті якості.

Компетенція здобувачів вищої освіти спеціалізації Експлуатація суднових енергетичних установок з інженерної підготовки базується на вимогах ПДНВ, включає знання й розуміння закономірностей будови та роботи механізмів та систем (теоретичне знання академічної галузі, здатність знати й розуміти), знання як діяти при експлуатації та усуненні можливих несправностей (практичне й оперативне застосування знань до конкретних ситуацій). Це, власне, і є предметна галузь, у якій індивід добре обізнаний і в якій він проявляє готовність до виконання діяльності.

Актуальність теми. Рівень професійної діяльності, як вона розуміється в стандартах вищої освіти України, – характеристика професійної діяльності за ознаками певної сукупності професійних завдань та обов'язків (робіт), що виконує працівник. У сфері праці розрізняють такі рівні професійної діяльності:

- стереотипний рівень (рівень використання) – уміння використовувати налагоджену систему (об'єкт діяльності) під час виконання конкретних задач діяльності, та знання призначення об'єкта і його основних (характерних) властивостей;

- операторський рівень – уміння готувати (налагоджувати) систему і керувати нею під час виконання конкретних задач діяльності та знання принципу (основних особливостей) побудови й принципу дії системи на структурно-функціональному рівні;

- експлуатаційний рівень – уміння під час виконання конкретних задач діяльності тестувати та аналізувати роботу системи з метою виявлення та усунення пошкоджень і знання методів аналізу функціонування системи та методів аналізу, пошуку та усунення пошкоджень;

- технологічний рівень – уміння під час виконання конкретних задач діяльності здійснювати розробку систем, що відповідають заданим характеристикам (властивостям), і знання методів синтезу та технологій розробки систем та способів їх моделювання.

Рівень професійної діяльності суднових механіків та електромеханіків, відображений в кодексі ПДНВ – характеристика професійної діяльності за ознаками певної сукупності професійних завдань та обов'язків (робіт), що виконує член екіпажу. У сфері експлуатації суднових енергетичних установок розрізняють рівень експлуатації та рівень управління.

Міжнародна морська організація (ІМО), яка є основним «замовником» на випускників ХДМА, рекомендує стандартні ІМО курси з переліком тем, годин, форм проведення занять для всіх рівнів. Стандарти ІМО звертають більшу увагу на практичну підготовку здобувачів вищої освіти. В цьому сенсі виникає **протиріччя** при вивченні інженерних дисциплін – треба дати достатньо високі теоретичні знання (що забезпечить достатню професійну мобільність випускників) і організувати практичну підготовку, достатню для виконання вимог ПДНВ.

Сучасне судно – це складний технічний комплекс, який включає в себе велику кількість різноманітних конструкцій, механізмів, машин, приладів та іншого обладнання. Тому надійна,

безпечна та ефективна їх експлуатація неможлива без глибокого вивчення дисципліни “Прикладна механіка”, зокрема, через виконання лабораторних робіт. Прикладна механіка складає основи знань та умінь для забезпечення безаварійної роботи машин і механізмів на судні.

Робоча програма з Прикладної механіки передбачає вивчення трьох навчальних дисциплін (розділів): Опір матеріалів, Теорія машин та механізмів, Деталі машин.

Міцному засвоєнню матеріалу сприяє систематичне виконання курсантами лабораторних робіт, під час яких у курсантів закріплюються теоретичні знання через їх експериментальну перевірку, виробляються навички самостійної дослідницької роботи, вміння працювати із складним обладнанням та приладами.

Навчальний час, що відводиться на виконання лабораторних робіт, використовується з максимальною ефективністю, якщо курсанти готуються до них заздалегідь, використовуючи теоретичні відомості текстів лекцій та рекомендованого навчально-методичного посібника з лабораторного практикуму.

Вони мають чітко уявляти собі мету кожної роботи, її теоретичні основи, будову і принцип дії лабораторного обладнання, яке використовуються в роботі. Тому, перш ніж допускати курсанта до виконання лабораторної роботи, доцільно перевірити за допомогою контролюючих пристроїв або шляхом опитування чи достатньо він підготувався теоретично та чи засвоїв правила техніки безпеки при виконанні даних експериментальних лабораторних досліджень.

Протягом лабораторного заняття курсант повинен виконати експериментальні дослідження, узгодити результати дослідів з викладачем та обробити їх згідно завданню і захистити виконану роботу.

Звіт з лабораторної роботи виконується у розробленому і роздрукованому робочому зошиті з прикладної механіки формату А4 особисто курсантом.

У звіті з лабораторної роботи креслення виконуються згідно вимогам ЄСКД, побудова графіків та діаграм здійснюється у відповідних системах координат з дотриманням масштабу, робляться обґрунтовані висновки згідно меті та завданню до роботи.

З урахуванням вимог кваліфікаційних характеристик рекомендацій ІМО курсів на кафедрі загально інженерної підготовки організоване проведення лабораторних робіт в спеціалізованій лабораторії, на які навчальним планом передбачено 30 годин.

Так, як ПДНВ і ІМО курси передбачають вміння користуватись вимірювальними інструментами, то **лабораторна робота № 1** - використання вимірювальних приладів у прикладній механіці має за мету: 1 Сформувати у курсантів знання і навички, відповідні компетенцій КСП-13, 24, 38; КЗП-1, 11; КС -1.

2 Навчити курсантів практичним навичкам володіння вимірювальними приладами та обладнанням і методами визначення відповідних параметрів, що використовуються при експлуатації та створенні корпусів і механізмів сучасних річкових і морських суден.

В методичних вказівках наведена конструкція та правила користування штангенциркулями, мікрометрами, мірними пристроями, динамометричними ключами тощо. В практичній частині кожен здобувач вищої освіти (ЗВО) демонструє вміння користуватись цими пристроями та обґрунтовує сферу їх застосування.

Зміст **лабораторної роботи № 2** передбачає усвідомлення ЗВО сутності основних механічних властивостей матеріалів, оволодіння методами їх експериментального визначення та використання цих умінь у практичній діяльності і, крім цього, вміння свідомо аналізувати діаграму розтягу сталі із розумінням суті процесів, що в ній відображено.

Лабораторна робота № 3 має на меті - навчити ЗВО користуватись приладами і обладнанням та методами визначення характеристик пружності матеріалів при розтягуванні. Робота виконується на експериментальній установці, виготовленій на кафедрі, яка дозволяє імітувати навантаження і вимірювати характеристики.

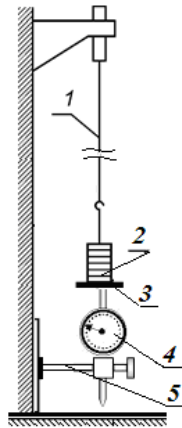


Рисунок 1. Спрощена схема лабораторної установки для проведення досліджень пружності матеріалу на розтяг: 1 – досліджуваний зразок (сталевий дрiт); 2 – вантажі; 3 – платформа; 4 – індикатор лінійних розмірів; 5 – кронштейн для кріплення індикатора

Аналогічним чином організовані робочі місця для виконання інших лабораторних робіт по 4 на підгрупу, що дає можливість працювати бригадами по 3-4 курсанта) для виконання лабораторних робіт №4 - експериментальне визначення деформації – переміщення (лінійні і кутові) при згинанні балки на двох опорах та № 5 – дослідження втрати стійкості форми пружної рівноваги центрально-стиснутих стрижнів суднових конструкцій і машин; методами визначення критичних навантажень.

Роботи № 6,7,8,9,10 присвячені дослідженню циліндричних, черв'ячних, пасових, планетарних передач, редукторів, різьбових з'єднань.

Робота №12 передбачає вивчення підшипників кочення. Ми вважали за потрібне організувати цю роботу і навести в маркування підшипників за Держстандартами та порівняти її з іноземними, найбільш розповсюдженими стандартами.

Після кожної роботи передбачені тестові завдання для об'єктивного контролю знань.

Для забезпечення дисципліни розроблений повний комплект методичної документації: робочі програми, конспект лекцій, презентацій, підібрані навчальні кінофільми, методичні вказівки до виконання лабораторних та практичних робіт, робочі зошити, вказівки до самостійної роботи, тестові завдання для контролю знань.

Висновки:

1. При викладанні інженерних дисциплін слід враховувати вимоги стандартів стосовно якісної теоретичної підготовки та рекомендації ІМО по практичній підготовці.

2. Найдоречнішим елементом буде ретельна організація лабораторного практикуму, що дасть можливість закріпити теоретичні знання на основі практичної роботи в малих групах.

ЛІТЕРАТУРА

1. Конвенція ПДМНВ 1978, 2014 р.р.(офіційний переклад)
2. Гуліда Е.М., Дзюба Л.Ф., Ольховий І.М. Прикладна механіка: підручник. – Львів: Видавництво «Світ», 2007. – 384 с.
3. Моїсеєнко Л. Л., Васильченко Г. Ю. М74 Прикладна механіка: Лабораторний практикум. Навчально-методичний посібник для курсантів денної форми навчання морських закладів освіти за напрямом підготовки: 271 – Річковий та морський транспорт (професійне спрямування: Експлуатація суднових енергетичних установок). – Херсон: ХДМА, 2020. – 128 с., іл.

СПРОЩЕНА МОДЕЛЬ ВИЗНАЧЕННЯ СЛАБКИХ МІСЦЬ ВАГОНПОТОКІВ МЕТАЛУРГІЙНОГО КОМБІНАТУ

Кіріцева О.В., Клецька О.В., Тимофеєнко М.
ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», Україна

Вагомою ланкою технологічного процесу металургійного виробництва є організаційна система вагонопотоків. Існуюча система організації вагонопотоків ґрунтується на засадах планової економіки, за умов монотонного й постійного зростання вагонопотоків. При цьому спрацьовує концепція плану формування потягів. Проте сьогодні з послідовним набуттям українською економікою ринкових ознак, під впливом численних внутрішніх і зовнішніх чинників, існуюча система діє в межах коливань вагонопотоків. Аналіз часових показників обсягів перевезень довів, що вони є фактично не прогнозованими. Це приводить до падіння ефективності роботи системи організації вагонопотоків через відсутність діючих механізмів пристосування до змін обсягів вагонопотоків на сортувальних станціях металургійного підприємства.

Спостереження над дослідженням елементів оборту вантажних вагонів на підприємстві доводить, що більше, ніж у 50% випадків вагони простоюють на коліях металургійного підприємства понад нормативний час, який відведено для перебування вантажних вагонів на підприємстві.

У зв'язку з цим постійно відбувається прострочення часу доставки вантажу, можливий фінансовий ризик (виплата штрафу), збільшення плати за користування вантажними вагонами різних операторів на коліях підприємств.

Тому актуальним завданням у теперішній час є виявлення причин та ризиків, які призводять до знаходження вантажних вагонів на коліях металургійного виробництва зверх нормативного часу та мінімізація витрат за їх використання.

На металургійному підприємстві, як показує практика, вагони знаходяться зверх нормативного часу, що приводить до збільшення плати за їх використання, а також до нарахування штрафних санкцій за несвоєчасне виконання умов договору. Все це, у свою чергу, значно відображається на економічних показниках підприємства, підвищує собівартість його продукції та знижує прибуток, чим значно погіршує його конкурентоздатність. При цьому доля транспортних витрат та логістичних витрат у вартості готової продукції підприємства значно зростає.

Усе це вказує на те, що система з організації експлуатаційної роботи залізничного рухомого складу, яка існує зараз на підприємстві, мало ефективна і потребує її оптимізації.

На прикладі металургійного комбінату (рисунок 1) було запропоновано алгоритм вирішення вказаної проблеми.

На першому етапі складається модель існуючих операцій, які виконуються з рухомим складом (вантажним вагоном) за час його оборту на коліях металургійного підприємства та визначаються основні показники, що характеризують його. Необхідно враховувати, що згідно договору між підприємством та Укрзалізницею, час знаходження рухомого складу магістрального транспорту на підприємстві за нормативом становить деякий час, $T_{\text{норм}}$.

В результаті експертних досліджень, були вибрані наступні два показники: загальний час знаходження рухомого складу на металургійному підприємстві (τ); витрати на операції (C), які виконуються з вагонами на комбінаті.

На другому етапі визначався час знаходження рухомого складу на металургійному підприємстві. Так, на основі зібраних статистичних даних, було зроблено аналіз перебування та оборту вантажного вагону. Він показав, що приблизно 42% від загального часу оборту

вагона, становить знаходження його на станціях виконання вантажних операцій, які виконуються з готовою продукцією у вигляді металопрокату (станція 3, станція 4). Також, до 50% зазначеного часу вагони магістрального транспорту знаходяться на коліях станцій прибуття та відправлення.

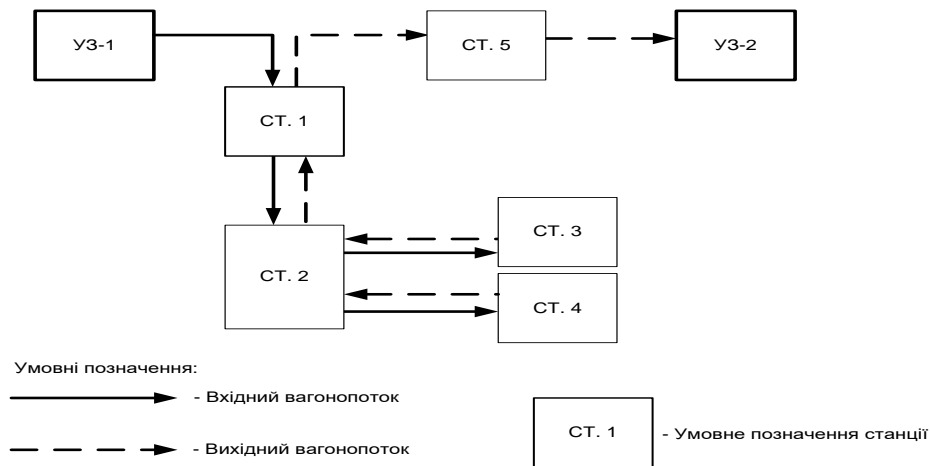


Рисунок 1. Фрагмент схеми залізничних сполучень металургійного комбінату

На третьому етапі визначились витрати, які пов'язані з операціями, що виконуються з вагонами упродовж їх перебування на комбінаті. Отриманні результати показали, що вартість за користування вагонами зростає залежно від часу, який перевищує нормативні показники використання вагона.

На четвертому етапі запропоновано модель, завдяки якій можна визначити слабкі місця в оберті вагону на підприємстві. Зробивши поелементний аналіз кожного показника, можна узагальнено сформулювати основні причини ситуації, що склалася. На основі цього, було визнано, що у подальшому необхідно більш детально працювати над їх усуненням.

Висновки.

1. Попередні розрахунки показали, що найбільші витрати які пов'язані з перепростоями вагонів зверх нормативу виявлені на вантажних та сортувальних станціях.
2. Одним із ефективних способів зниження витрат за користування вагонами є скорочення часових простоїв між операціями, які виконуються на вантажних станціях.
3. У подальшому необхідно розробити моделі та методи, які визначають оптимальну систему управління розподілу вагонів і локомотивів під вантажно-розвантажувальними операціями.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бутко Т.В. Формалізація технології роботи залізничної станції з під'їзною колією на основі методів логістики [Текст] / Т.В. Бутко, О.В. Ляшко // Зб. наук. праць УкрДАЗТ, - Харків: УкрДАЗТ, 2012. – Вип. 133, - С. 63-69.
2. Мілецька І.М. Дослідження показників вантажної роботи на місцях незагального користування в умовах підприємства Д [Текст] / І.М. Мілецька // Зб. наук. праць УкрДАЗТ, - Харків: УкрДАЗТ, 2010. – Вип. 118, - С. 220-225.
3. Парунакян В.Е. Концепція підвищення ефективності управління вагонопотоками на підприємстві / В.Е. Парунакян, В.А. Бойко, Ю.В. Гусев // Вісник Приазовського державного технічного університету: Зб. наук. праць – Маріуполь, 2003. – Вип. 13. – С. 264-268.
4. Маслак А.В. Проблемы переработки вагонопотоков внешнего парка в системе сдвоенных операций металлургических предприятий / А.В. Маслак // Вісник СНУ ім. В.Даля. – Луганськ : Вид-во СНУ ім. В.Даля. – 2012. – № 4 (175). – С. 199-205.

ПРИНЦИПИ НАЛАГОДЖЕННЯ БЕЗПЕРЕРВНОГО СПІВРОБІТНИЦТВА МОРСЬКИХ ЗВО З СУДНОПЛАВНИМИ ТА КРЮЇНГОВИМИ КОМПАНІЯМИ

Шапар Л.А., Шпілева Т.М.
Херсонська державна морська академія, Україна

Постановка проблеми. Україна посідає п'яте місце в світі серед країн, які поставляють плавсклад на морський торговельний флот. Понад 100 тисяч українських моряків працюють за кордоном. З одного боку, цим можна пишатися, тому що кожен двадцятий моряк у світі - українець, а з іншого - це свідчить про те, що якщо ми не почнемо будувати власний новий флот і готувати для нього морські кадри, ми ніколи не зможемо відновити статус України як морської держави, лідера судноплавної галузі [1].

За останні роки на світовому ринку морської робочої сили склалася ситуація дефіциту командного складу та надлишку рядового. Головною причиною дефіциту командного складу суден вважають те, що більшість випускників морських навчальних закладів не змогли своєчасно отримати необхідну практичну підготовку та як наслідок, це призвело до нестачі плавального цензу, необхідного для отримання першого робочого диплому. Тому, одним з найважливіших факторів підготовки висококваліфікованих кадрів морськими закладами вищої освіти є надання можливості курсантам отримати свої перші робочі місця ще на етапі навчання.

Огляд останніх досліджень і публікацій. Згідно інформації Міністерства соціальної політики України станом на 1 серпня 2019 р. ліцензії на посередництво у працевлаштуванні за кордоном зі спеціалізацією – працевлаштування моряків, мають 452 суб'єкта господарської діяльності [2]. Всі вони керуються добре налагодженою схемою пошуку, відбору моряків, ведення переговорів з судовласниками. Взаємне та безперервне співробітництво між судноплавними компаніями, крьюінговими компаніями та морськими закладами вищої освіти позитивно впливає на кожного суб'єкта взаємовідносин. Судноплавні та крьюінгові компанії отримують необхідний їм кадровий склад у короткі терміни і з найменшими затратами ресурсів, а заклади вищої освіти забезпечують своїх курсантів робочими місцями з перспективою подальшого працевлаштування, тим самим підвищують свій освітній рейтинг в лінійці навчальних закладів. Таким чином, розвиток комплексної системи взаємодії між судноплавними компаніями, крьюінговими агенціями та морськими закладами вищої освіти набуває особливої наукової і практичної значимості. Одним із варіантів реалізації кадрової політики для судноплавних та крьюінгових компаній є впровадження кадетської програми та залучення для її реалізації морських навчальних закладів.

Особливості відбору персоналу в судноплавні компанії висвітлені у роботах вітчизняних вчених, і практиків. Серед них Пасюк Е.Д. [5], Бундюк Р.А. [6], Яценко М.С [8], та інші.

Однак питання принципів налагодження безперервного співробітництва крьюінгових компаній та морських ЗВО, на основі кадетської програми, в сучасних умовах не досліджені в достатній мірі. Високий рівень потреби судноплавних компаній в конкурентоспроможних та професійних фахівцях морської галузі зумовили актуальність дослідження.

Мета статті. Розкрити принципи та шляхи налагодження безперервного співробітництва морських закладів вищої освіти з судноплавними та крьюінговими компаніями.

Виклад основного матеріалу. Історично склалося, що Україна є одним з головних учасників міжнародного ринку морської робочої сили. В даний час цьому сприяє складна економічна ситуація в країні, а також значний потенціал в підготовці, перепідготовці та працевлаштуванні моряків, який складається з низки освітніх заходів, відпрацьованою схемою

сертифікації та значною кількістю кріюінгових та судноплавних компаній, які спеціалізуються на питанні працевлаштування моряків.

Головним суб'єктом та замовником висококваліфікованих кадрів є судноплавні компанії. Вони забезпечують поліпшення транспортних зав'язків України з іншими державами та сприяють підвищенню якості транспортних послуг і конкурентноспроможності на міжнародному ринку праці [3].

Судноплавна компанія у своїй діяльності:

- повинна забезпечити, щоб кожне судно було укомплектоване кваліфікованими, дипломованими і придатними у медичному відношенні членами екіпажу згідно із чинним законодавством;

- повинна встановити дотримання процедур для визначення будь-якої підготовки, яка може бути потрібною для здійснення функціонування системи управління безпекою, а також забезпечення такої підготовки для усього відповідного персоналу;

- має встановити процедури, які задовольняють отримання судовим персоналом відповідної інформації про систему управління безпекою робочою мовою або мовою, яку він розуміє;

- повинна забезпечити, щоб судовий персонал був спроможним ефективно спілкуватися під час виконання ним своїх обов'язків, що стосуються системи управління безпекою [4].

Для успішного виконання поставлених цілей судноплавна компанія повинна забезпечити відбір якісних, конкурентноспроможних морських фахівців, що напряму впливає на конкурентноспроможність самої судноплавної компанії. Тому, для вирішення цих проблем судовласник змушений вдаватися до спеціалістів з міжнародних трудових ресурсів і використовувати пошуковий метод кадрового забезпечення, тобто наймати кращих зі своєї точки зору кандидатів, незалежно від того, на якому національному ринку праці моряків вони представлені. У цьому випадку, більшість судноплавних компаній покладають дані обов'язки на посередників – кріюінги, основними завданнями яких є підбір у стислі терміни судового персоналу, який буде відповідати усім вимогам по кваліфікаційній підготовці, сертифікаційній підготовці та практичній підготовці.

Ринок кріюінгових послуг являє собою спеціалізований напрямок підприємництва, пов'язаний з «людським фактором», що є сукупністю послуг з пошуку, оцінки, відбору та управління мотивацією, а так само найму робочої сили з метою забезпечення потреб сторонніх організацій - судноплавних компаній або операторів суден в персоналі [5].

Основними представниками робочої сили для кріюінгових компаній є випускники та курсанти морських навчальних закладів.

На сьогоднішній день підготовку кадрів для морського флоту відповідно до Міжнародної Конвенції та Кодексу про підготовку, дипломування моряків та несення вахти (ПДНВ) здійснюють 11 навчальних закладів України (разом зі структурними підрозділами).

З 6 квітня 2012 року в Україні вступили в силу Манільські поправки до додатка до Міжнародної конвенції про підготовку і дипломування моряків та несення вахти (ПДНВ) 1978 року, та до Кодексу з підготовки та дипломування моряків та несення вахти, які вимагають внесення відповідних корективів в процес підготовки фахівців з морської спеціальності [7].

Діяльність морських закладів вищої освіти направлена не тільки на теоретичну та практичну підготовку висококваліфікованих фахівців, їх дипломуванню, але й сприянню їх працевлаштування в судноплавних та кріюінгових компаніях ще на початку їх навчання. Даний фактор реалізується завдяки впровадженню кадетської програми великими судноплавними та кріюінговими компаніями. Кадетська програма дає можливість судовласникам запросити перспективних курсантів, дозволяє надати місця для проходження практики та подальшого працевлаштування ще у період навчання у навчальному закладі. Вона є вигідною для усіх трьох

сторін взаємовідносин. Морський заклад вищої освіти організовує надання своїм курсантам перших місць практики, тим самим виконує одну із складових функцій навчання. Курсанти без досвіду роботи зацікавлені в придбанні практичного досвіду та отримують можливість зарекомендувати себе, отримуючи початкове місце роботи. Крюїнгові агенції одержують необхідний їм рядовий та командний склад на вимоги судновласників, тим самим виконуючи своє основне завдання в професійній діяльності (рис 1.) Участь в кадетській програмі дає курсантам незаперечні переваги, оскільки будь-який висококваліфікований випускник бажає продовжити свою діяльність в компанії з якою він вже співпрацював.

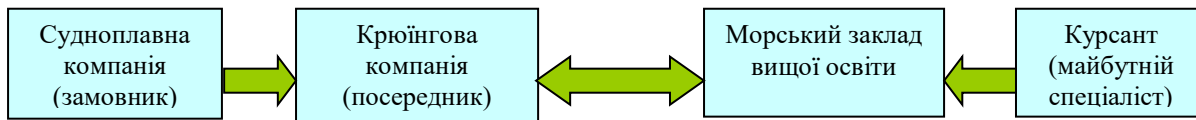


Рисунок 1. Схема взаємодії між навчальними закладами та судноплавними і крюїнговими компаніями

Кандидати, які проходять практичну підготовку по кадетській програмі, відбираються компанією по результатам успішності в навчанні, інтерв'ю та тестування. Компанії, відповідно до умов кадетської програми, зобов'язані сприяти кар'єрному росту курсантів, надаючи їм можливість проходження морської практики в строки, погоджені з навчальними планами в морських ЗВО. У свою чергу морські навчальні заклади беруть на себе відповідальність у підтримці кар'єрного зростання курсанта, здійснюють підтримку під час навчання в ЗВО та супровід під час проходження плавальної практики на суднах компанії. Після випуску відібраних курсантів, компанія буде забезпечувати їх працевлаштування і зобов'язується сприяти їх кар'єрному росту у відповідності до компетенцій (в рамках вимог Міжнародної конвенції ПДНВ 78 з поправками).

Основними обов'язковими вимогами до курсантів – претендентів на проходження практики по кадетській програмі є:

- Високі показники у навчанні – середній бал не нижче 4 за 5-ти бальною шкалою;
- Добре володіння англійською мовою: знання спеціальної морської термінології(проходження «Marlins Test Online»);
- Співбесіда за спеціальністю з капітаном або старшим механіком-наставником («перевірка знань»);
- Наявність необхідних документів відповідно до STCW для кадетів – посвідчення особи моряка, закордонний паспорт, обов'язкові сертифікати.
- Комунікативність та впевненість у своїх професійних якостях.
- Лідерські якості - бачення свого місця в компанії в ролі старшого офіцера (активна участь в суспільному житті ЗВО).
- Успішне проходження тестування за спеціальністю.
- Бажання працювати в компанії

На сьогоднішній день все більше судноплавних і крюїнгових компаній бажають взяти на себе відповідальність за розвиток умінь, навичок командного морського складу, та прийняти участь в підготовці висококваліфікованого командного складу, починаючи з перших років навчання в морських навчальних закладах. Компанії такого напрямку роботи готові запропонувати зміцненню системи підготовки та підвищенню якості практичної підготовки в системі морського освіти. Всі ці складові сприяють подальшому працевлаштуванню курсантів і забезпеченню кар'єрного зростання.

Концепція навчання по кадетській програмі - це підготовка вправного, відповідального офіцера та один із принципів налагодження постійного та безперервного співробітництва

морських ЗВО з судноплавними та кріюінговими компаніями. Вона є фундаментом довготривалих партнерських відносин між морським закладом вищої освіти та компаніями-роботодавцями.

Морські заклади вищої освіти - навчальні заклади, які дають базову освіту і підготовку командного складу для безпечної експлуатації суден. Безперервне співробітництво кріюінгових компаній з морськими навчальними закладами дозволяє продуктивно вирішувати проблеми підбору кадрів та забезпечує кадетів перспективними місцями практичної підготовки. Компанії пропонують проходження практики на борту навчально-виробничих і виробничих суден для всіх спеціальностей, і надають можливість кар'єрного росту до вищих посад після отримання навчального диплому у ЗВО. Судновласники не тільки висувають вимоги до майбутніх спеціалістів, а й створюють сприятливі умови для просування їх по кар'єрним сходинкам. Кадетська програма, яку надають судноплавні та кріюінгові компанії для курсантів морських навчальних закладів, забезпечує швидкий професійний ріст молодим спеціалістам і як наслідок, випускники морських ЗВО, отримуючи свої перші робочі дипломи, автоматично переходять із категорії рядового складу до категорії командного складу морських суден.

Висновок. З вищевикладеного можемо зробити висновок, що вирішити питання нестачі командного складу морських суден та проблему працевлаштування українських моряків може концепція налагодження постійного співробітництва роботодавців з морськими навчальними закладами. Розвиток кадетської програми для курсантів дасть суттєвий поштовх для процвітання судноплавних та кріюінгових компаній, їх стабільності, конкурентоспроможності на ринку праці моряків, збільшить імідж морських закладів вищої освіти серед інших навчальних закладів, забезпечить молодих фахівців морської галузі роботою та стрімким кар'єрним ростом, виведе Україну на новий рівень у галузі мореплавства.

ЛІТЕРАТУРА

1. «Роль судоходства в повышении экономического потенциала Украины» Гацан Е.А., Международный университет бизнеса и права, г. Херсон URL:http://www.ksma.ks.ua/ua/images/science/publications/2010/1_2/10_1gazan.pdf
2. «Організаційно-правові питання створення та діяльності кріюінгових компаній в Україні» Аналітична записка. [Електронний ресурс] / Режим доступу: <http://www.nuos.edu.ua/upload/iblock/cac/%D0%9F%D0%94%D0%9A%D0%9E-2020.pdf>
3. Положення про порядок надання морським і річковим судноплавним компаніям статусу національного перевізника №668 від 21.06.2001, [Електронний ресурс] / Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/668-2001-п>
4. Положення про систему управління безпекою судноплавства на морському і річковому транспорті. № 1193/8514 від 19.12.2003, [Електронний ресурс] / Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1193-03>
5. Пасюк Е.Д. Теоретические аспекты развития рынка услуг, предоставляемых кріюінговыми компаниями [Електронний ресурс] / Журнал научных публикаций аспирантов и докторантов. 17.09.2007г. Режим доступу: <http://www.jurnal.org/articles/2007/ekon56.html>
6. Бундюк Р.А. Формирование комплексной системы управления плав составом судоходной компании., дис на соискание учен. Степени канд.. эконо. Наук: 08.00.04 / Бундюк Руслан Анатольевич; Мин-во обр. И науки Украины, Одес. Нац. Полит. Унив. Одеса. 2013. 192с.
7. Міжнародна Конвенція «Про підготовку і дипломування моряків та несення вахти 1978 року» (консолідований текст з манільськими поправками) К.: ВПК «Експрес Поліграф», 2012. 568 с.
8. Яценко М.С., Гончаров І.О. Актуальні проблеми удосконалення якості кріюінгових послуг
9. Крисюк Л.М. Перспективи розвитку ринку кріюінгових послуг в Україні / Л.М. Крисюк, А. Драгончук // Економічний аналіз. 2-13. Т. 12(1). . 169-174. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ecan_2013_12%281%29_35

ВПРОВАДЖЕННЯ VR-ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ З ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Саравас В.Є., Молчан А.В.

ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», Україна

Думка про те, що в професійному навчанні важливо використовувати найпередовіші технології не покидає розуми не тільки сучасних дослідників, а й практично кожного працівника електроенергетичного сектору. За даними фахівців в галузі лінгвістики і психології не вирішеною залишається головна проблема в області навчання, а саме – збільшення концентрації і зацікавленості до навчання. Для працівників енергетичного та суднового секторів, в свою чергу, найголовнішим є питання забезпечення необхідного рівня безпеки виконання робіт.

Одним з рішень вищезазначених проблем може виступати технологія віртуальної (VR) реальності, яка дозволяє створювати середовище, в якому курсант може не тільки ефективно сприймати інформацію, але і безпосередньо взаємодіяти з об'єктами віртуалізації. Так, наприклад, за допомогою технології віртуальної реальності курсанти можуть оперативнo отримувати доступ до освітнього матеріалу і інструкцій з дисципліни віртуально. Інформація надається у вигляді наочної тривимірної анімації, відео, аудіо, текстові підказки та ін. Такий підхід дозволяє зменшити час на вивчення запланованого матеріалу, так як задіяні різні види пам'яті людини. Крім того є можливість, за допомогою спеціального обладнання, взаємодіяти з 3D-моделями окремих механізмів, на яких показаний порядок виконання операцій для досягнення поставленого завдання.

Курсанти за допомогою окулярів віртуальної реальності занурюються в спеціально змодельовану сцену (машзал, відсік, підстанцію, розподільний пункт, диспетчерську), де мають повну свободу дій і, взаємодіючи з обладнанням і інструментом, вивчають процес виконання робіт методом виконання на практиці, запам'ятовують розташування обладнання, порядок роботи з ним. Таким чином, виробляється необхідна навичка в абсолютно безпечних умовах.

Також слід зазначити, що доцільно використовувати можливість навчання за допомогою VR технології не тільки в загальноосвітніх та вищих навчальних закладах, а й для підвищення кваліфікації та рівня підготовки співробітників морських підприємств – підприємств підготовчого сектора, суднової медицини, суднової експлуатації, суднобудування. Це неодмінно зумовить підвищення рівня підготовки, безпеки і кваліфікації співробітників.

Слід враховувати, що розробка програмного забезпечення для створення таких навчальних систем для підприємств відрізняється від навчальних систем для освітніх установ. Це пов'язано з тим, що якість продукту, що розробляється безпосередньо впливає на подальше безпечне виконання робіт курсантами на судні. Адже після проходження навчання співробітник відправляється на робоче місце, де йому доведеться працювати вже не з тренажером, а з реальним обладнанням. Тому, чим якісніше і реалістичніше буде змодельовано процес навчання на віртуальному тренажері, тим простіше співробітник буде орієнтуватися на робочому місці при вирішенні проблем в реальному житті. Так, наприклад, компанія Ford, застосовуючи віртуальну реальність, в навчанні своїх співробітників, знизила на 75% число лікарняних через травми на виробництві [2].

Виходячи з вищесказаного виникає ряд вимог, які необхідно враховувати при розробці віртуальної навчальної системи. Одним з таких вимог є множинна взаємодія з віртуальними об'єктами на сцені. Даний процес (Drag&Drop) дозволяє користувачеві проводити маніпуляції з вибраними об'єктами для подальшого їх застосування на віртуальному тренажері. Основним напрямком Drag&Drop процесу є переміщення об'єктів з одного місця в інше. Однак, слід враховувати, що при роботі зі складними системами, які включають в себе не тільки переміщення об'єктів в просторі, але і розміщення об'єктів на зазначених місцях цього

недостатньо. В такому випадку, слід враховувати обидва компонента і формувати зв'язки технологій.

За мету роботи було поставлено опис формування зв'язку технологій переміщення та коректного розміщення інтерактивних об'єктів у віртуальному середовищі на прикладі створення системи збирання/розбирання диференціалу редуктора планетарного типу.

Було проведено аналіз та виявлено необхідність створення підходу, який буде відповідати всім вимогам проектування складних систем навчання у віртуальній реальності з урахуванням компонентів переміщення об'єктів в просторі і їх розміщення в заданих точках.

Грунтуючись на отриманих результатах розроблена кімната-тренажер. Основна мета створеної навчальної системи полягає в ознайомленні працівника з пристроєм складних механізмів перед початком ремонтно-відновлювальних робіт. Це дозволяє скоротити час на адаптацію співробітника перед рішенням реального завдання. На рисунку 1 представлений процес навчання співробітника в кімнаті-тренажері по збірці диференціалу однієї з частин механізму. Так як масштаб деталей виконано 1:1, можливо легко зорієнтуватися на робочому майданчику. Додатково тренується і м'язова пам'ять, що можливо через використання маніпуляторів під час навчання.

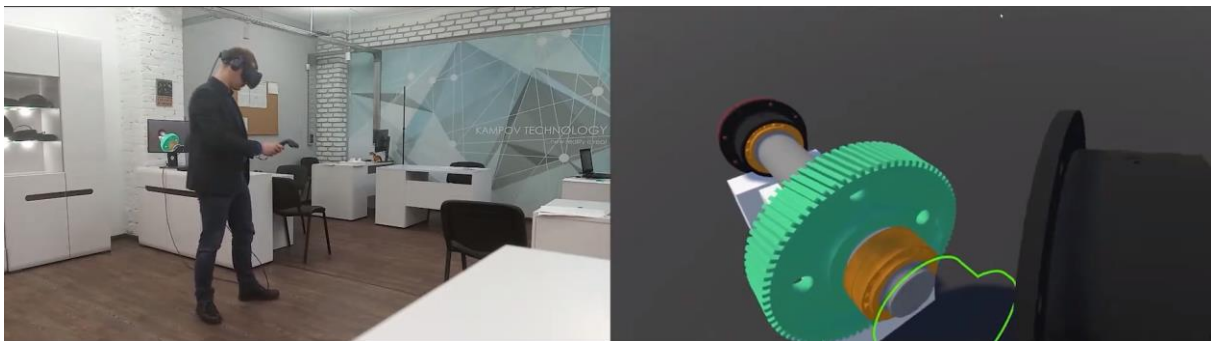


Рисунок 1. Навчання в тренажері

У процесі створення системи навчання у віртуальній реальності був проведений аналіз наявних рішень в області розміщення та взаємодії між об'єктами. Так само визначені основні вимоги при розробці навчальних систем по збірці/розбирання. Виходячи з цього були виявлені переваги і недоліки наявних підходів та розроблений власний підхід.

В процесі розробки створено універсальний компонент, який може використовуватись під будь-яке обладнання віртуальної реальності і здатний підлаштовуватися під будь-які форми об'єктів. Розроблений компонент зменшує кількість створюваних дублікатів об'єктами взаємодії розміщуваних в сцені, що полегшує роботу не тільки в дереві об'єктів, а й зменшує одночасне розміщення об'єктів на сцені. За допомогою створеного алгоритму спроектована VR кімната-тренажер для навчання працівників роботі зі складними механізмами перед початком ремонтно-відновлювальних робіт.

Подальша робота полягає в розширенні можливостей компонента шляхом адаптації його до пристроїв доповненої реальності, що дозволить розширити коло можливостей у сфері навчання і не тільки.

ЛІТЕРАТУРА

1. R. Gandhi, D. Patel “Virtual Reality – Opportunities and Challenges.” International Research Journal of Engineering and Technology. p.482-490, 2018.
2. Capgemini. Augmented and virtual reality in operations – A guide for investment. 2018 [Online]. Available: <https://www.capgemini.com/wp-content/uploads/2018/09/AR-VR-in-Operations1.pdf>.
3. I. Calvo, F. López, E. Zulueta, P. González-Nalda “Towards a methodology to build virtual reality manufacturing systems based on free open software technologies.” International journal on interactive design and manufacturing, Springer, Paris, pp. 569-580, 2017.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ РОЗВ'ЯЗУВАННІ ПРОФЕСІЙНО-ОРІЄНТОВАНИХ ОБЧИСЛЮВАЛЬНИХ ЗАДАЧ

Зайцева Т.В., Пуляєва Г.В.

Херсонська державна морська академія, Україна

Вступ. Серед завдань, які стоять перед вищою освітою одне з головних місць займає формування ключових компетенцій, о рівні сформованості яких і судять про якість змісту освіти. Під ключовими компетенціями розуміється не тільки система умінь, навичок, універсальних знань, а й спроможність використовувати цю систему, особливо для самостійної діяльності та самонавчання протягом усього життя.

Серед оновленого переліку ключових компетентностей, який схвалила Рада Європейського Союзу, не останнє місце займає цифрова та математична компетентності [1].

В Херсонській державній морській академії на протязі останніх 5-6 років були усучаснені всі навчальні дисципліни з позиції втілення компетентнісного підходу. Завдання викладачів вищої школи – сформувати у здобувачів таку систему компетенцій, яка б давала їм можливість застосовувати та практично використовувати отримані знання та вміння в професійній діяльності на

Фахівці морської галузі повинні відповідати вимогам Міжнародної морської організації (ІМО) незалежно від того, в якій країні вони отримали освіту. Ринок праці диктує системі освіти якого рівня обізнаності спеціалістів він потребує, а компетентнісний підхід і є механізм, який дозволяє привести у відповідність професійну освіту та вимоги роботодавців.

Компетентнісний підхід встановлює підпорядкованість знань вмінням, тому важливу роль в цьому процесі займає інформатика як технологічна наука та навчальний предмет, так як компетентності, що формуються під час вивчення предмету можна перенести на вивчення інших предметів для створення цілісного інформаційного простору знань курсантів.

Питанням впровадження комп'ютерного моделювання в рамках інформатичних дисциплін приділяли увагу зарубіжні й вітчизняні спеціалісти Майер Р. В. [2], Боев В. Д. [3], Теплицький І. О., Семеріков С. О. [4].

Постановка задачі. Метою дисципліни «Інформаційні технології», яка викладається на 1 курсі навчання в ХДМА, є забезпечення цифрової грамотності майбутніх фахівців морської галузі. Зміст курсу побудований таким чином, що поряд з формуванням предметних компетентностей, у слухачів починає формуватися і система універсальних професійно-спрямованих компетенцій.

Спеціально підібрані завдання носять прикладний комплексний характер, метою яких є створення чіткого уявлення майбутніх моряків про методи та способи розв'язування професійних задач за допомогою інформаційних технологій.

Наприклад, до змісту навчального матеріалу дисципліни Інформаційні технології входять завдання наступних видів:

- задачі, що містять великий обсяг інформації, представлені у вигляді таблиць, діаграм, графіків, схем;
- задачі на побудову математичних (інформаційних) моделей та реалізація алгоритмів розв'язування засобами MS Excel;
- комплексні задачі з великим числом завдань різної тематики та форматів, що вимагають різних алгоритмів розв'язування, форм запису відповіді (вибір необхідного програмного забезпечення, використання компетенцій на практиці);
- задачі на оптимізацію технологічних процесів, врахування всіх можливих ситуацій та способів прийняття рішень.

Ми намагалися переважно використовувати не формалізовану, а змістовну постановку задач, щоб етап формалізації задачі був виконаний безпосередньо слухачем. Етап побудови математичної або інформаційної моделі задачі є найбільш складним, але вкрай важливим для отримання власного досвіду розв'язування практичних завдань.

Метою нашого дослідження є розробка методики використання табличного процесору MS Excel для моделювання технологічного процесу.

Результати дослідження. Математичне моделювання передбачає створення аналітичного опису технологічного або економічного процесу, наприклад, у вигляді систем алгебраїчних, диференціальних рівнянь або логічних умов. Для дослідження математичної моделі можуть бути використані аналітичні та чисельні методи. Останнім часом чисельні методи реалізуються за допомогою комп'ютерних програм, не останню роль в цьому процесі займає табличний процесор Excel.

Розглянемо одну з таких задач «Розрахунок запасу палива на рейс».

Для забезпечення безпечної експлуатації судна повинні проводитися розрахунки остійності, плавучості, правильної посадки та інших морехідних якостей. При визначенні цих параметрів враховується правильне завантаження судна і складений за всіма вимогами вантажний план.

При складанні плану завантаження судна спочатку необхідно приділити увагу розміщенню судових запасів, серед яких в першу чергу враховують розміщення паливних.

Розрахунок запасів палива - це комплексна задача, яка повинна враховувати багато факторів, наприклад:

1. вантажопідйомність і вантажомісткість судна;
2. відстань, яке може пройти судно, не заходячи в порт для поповнення запасів;
3. тривалість рейсу та простоїв;
4. швидкість ходу судна;
5. тип і потужність судової енергетичної установки;
6. технічний стан двигуна;
7. норма витрати палива на ходу і на стоянці судна;
8. вид і сорт палива;
9. коефіцієнт використання потужності двигуна;
10. пора року плавання (літня або зимова);
11. географічні широти плавання судна;
12. вартість палива в інших портах.

Відстань, яку судно може пройти без заходу в порт, прямо пропорційно залежить від кількості запасів, прийнятих на борт, і норм їх витрати під час рейсу. Найбільший відсоток запасів становить паливо. Збільшуючи масу запасу палива, можна значно скоротити залишкову вільну частину судна для прийняття вантажів, що може привести до його нерентабельності.

Від технічного стану всієї енергетичної установки судна, від моделі, марки головного двигуна, від швидкості ходу судна залежить витрата палива. Наприклад, маса палива, що витрачається, знаходиться майже в кубічній залежності від швидкості ходу судна. При визначенні загальної кількості палива на рейс рекомендується забезпечити запас палива різних марок.

При розрахунку запасу палива потрібно враховувати не тільки витрати палива на ходу, але і на стоянці судна. Якщо вантажні роботи здійснюються береговими технічними засобами, то норма витрати палива приблизно в 2 рази менше, якщо ці ж види робіт будуть виконані технічними засобами, розташованими на судні. Якщо розрахувати по всім перерахованим вище факторам запас палива, то його треба збільшити ще приблизно на 15-20%, що становитиме його штормовий запас.

Існують різні методики розрахунку суднових запасів на рейс. Наприклад, для розрахунку палива на рейс судна з урахуванням штормового запасу можна використовувати формулу:

$$P_{\text{пал}} = 1,1q_{\text{п}}t_{\text{х}} \quad (1)$$

де $P_{\text{пал}}$ – запас палива, т;

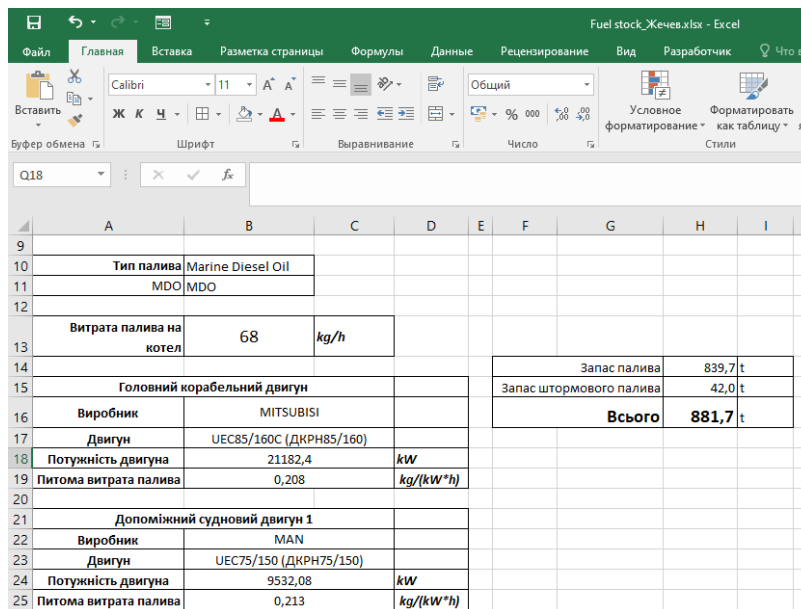
$q_{\text{п}}$ – витрата палива, т/добу;

$t_{\text{х}}$ – ходовий час, доба;

Запас мастила на рейс становить зазвичай 5% від запасу палива [5].

Розрахунок запасу палива - комплексна проблема, яка потребує аналізу як технічної документації, так і врахування індивідуальних чинників плавання судна. Використання функціоналу електронної таблиці Excel дозволяє автоматизувати процес розрахунку, а побудована ефективна математична модель враховує всі фактори впливу на цей розрахунок (рис. 1).

Результати розрахунку різних видів суднових запасів на рейс для зручності їх аналізу представляють в табличному вигляді, що допомагає складанню оптимального і правильного плану завантаження судна. Останній етап - розрахунок координат центра ваги для видів суднового запасу, вантажу і баласту, а після закінчення завантаження і удиферентування судна проводиться розрахунок координат центра ваги судна в цілому.



9									
10	Тип палива	Marine Diesel Oil							
11		MDO	MDO						
12									
13	Витрата палива на котел	68	kg/h						
14								Запас палива	839,7 t
15	Головний корабельний двигун							Запас штормового палива	42,0 t
16	Виробник	MITSUBISI						Всього	881,7 t
17	Двигун	UEC85/160C (ДКРН85/160)							
18	Потужність двигуна	21182,4		kW					
19	Питома витрата палива	0,208		kg/(kW*h)					
20									
21	Допоміжний судновий двигун 1								
22	Виробник	MAN							
23	Двигун	UEC75/150 (ДКРН75/150)							
24	Потужність двигуна	9532,08		kW					
25	Питома витрата палива	0,213		kg/(kW*h)					

Рисунок 1. Результати розрахунку різних видів суднових запасів

Висновки. Інформаційні технології за допомогою яких проводиться обчислювальні експерименти дають можливість в рамках навчального процесу вивчати природу і поведінку об'єкта, можливість обчислення характеристик системи з необхідною точністю і достовірністю, оптимізувати виробничий процес, спрогнозувати кінцевий результат експерименту та проаналізувати отримані рішення.

ЛІТЕРАТУРА

1. Нова парадигма освіти у глобальному світі, Режим доступу: <http://dlse.multycourse.com.ua/ua/basic/14>

2. Майер Р. В. Компьютерное моделирование: моделирование как метод научного познания. Компьютерные модели и их виды. *Научный электронный архив*. Режим доступа: <http://econf.rae.ru/article/6722>.
3. Боев В. Д., Сыпченко Р. П., Компьютерное моделирование. — ИНТУИТ.РУ, 2010. – 349 с.
4. Семеріков С. О., Мантій І. С., Словацький К. І., Теплицький І. О., Теплицький О. І.: Мобільне програмне забезпечення для навчання інформатиці у середній школі. Науковий журнал НПУ ім. Драгоманова. Серія 2: Комп'ютерно-орієнтовані системи навчання 2010. - №8. – С. 20-29.
5. Винников В.В. Экономика предприятия морского транспорта (экономика морских перевозок): Учебник для вузов водного транспорта. - 2-е изд., перераб. и доп. - Одесса: Латстар, 2001. - 416 с.

ОБЗОР БИБЛИОТЕК МАШИННОГО ОБУЧЕНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ГЕОГРАФИЧЕСКИХ ДАННЫХ

Пронин С.В.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина

Введение. Современные тенденции развития геоинформационных технологий характеризуются наличием ряда проблем, связанных с обработкой и анализом информации в геоинформационных системах (ГИС). Для решения этой задачи можно использовать аппарат интеллектуальных систем, машинного обучения и работы с «большими данными». В данной статье предпринята попытка анализа основных задач интеллектуализации геоинформационных систем.

Анализ публикаций. При анализе публикаций, посвященных вопросу применения методов интеллектуальных систем для обработки геоинформационных можно выделить следующие работы [1-8].

На основе анализа данных источников можно сделать вывод, что под интеллектуализацией ГИС понимается применение различных методов искусственного интеллекта и машинного обучения.

Также на сегодня разработан богатый инструментарий для интеллектуального анализа данных и машинного обучения который [10-12]. Это даёт возможность создания интегрированных систем хранения и структуризации геоинформации и систем её анализа.

Внедрение в ГИС методов искусственного интеллекта на различных этапах обработки и анализа данных можно разделить на несколько направлений:

- алгоритмы поиска и распознавания данных. На данном этапе решается задача распознавания структур и объектов, а также осуществление интеллектуального поиска.
- алгоритмы анализа и интерпретации данных. Этот этап подразумевает использование различных эвристических алгоритмов управления данными и алгоритмами анализа. На данном этапе осуществляется подбор модели анализа, интерпретация результатов и функции прогноза.
- создание интерфейсов для предоставления информации. Представляет из себя систему поддержки принятия решения, опирающуюся на результаты, полученные при решении предыдущих задач.

Все вышеперечисленные задачи, возможно, решить с помощью разработанных инструментов для создания интеллектуальных систем [1-8].

Инструментарий для создания систем машинного обучения. Сегодня большую популярность при создании систем машинного обучения приобрел язык программирования Python за счет использования связанных с этими языками библиотек машинного обучения и работы с данными [9-10], среди которых можно выделить библиотеку scikit-learn [10].

Библиотека scikit-learn предоставляет реализацию ряда алгоритмов как для обучения с учителем (Supervised learning), так и для обучения без (Unsupervised learning).

Scikit-learn построена на основе стека SciPy (Scientific Python), который включает в себя:

- NumPy добавляет поддержку больших многомерных массивов и матриц, а также библиотеку высокоруровневых математических функций для операций с ними.
- SciPy - открытая библиотека высококачественных научных инструментов для языка программирования Python.
- Matplotlib – библиотека для визуализации двумерной и трехмерной графики.
- IPython – интерактивная оболочка для языка программирования Python, которая предоставляет расширенную интроспекцию, дополнительный командный синтаксис,

подсветку кода и автоматическое дополнение SymPy – библиотека для работы с символьными вычислениями

- Pandas реализует различные структуры данных и анализ.

Библиотека scikit-learn состоит из 35 модулей, которые можно подразделить на модули кластеризации, модули оценки модели и количественного определения качества прогнозов, модули работы с наборами данных (предобработка, нормализация), модули работы с признаками (извлечение и выявление наиболее значимых), модули, реализующие различные алгоритмы решения задач классификации и регрессии.

Каждый модуль состоит из классов и функций и решает такие задачи, как:

- кластеризация (Clustering) – группировка неразмеченных данных.

- перекрестная проверка (Cross Validation) – оценка эффективности работы модели на независимых данных.

- наборы данных (Datasets) – для хранения тестовых наборов данных и для генерации наборов данных с определенными свойствами для исследования поведенческих свойств модели.

- сокращение размерности (Dimensionality Reduction) – набор алгоритмов для уменьшения количества атрибутов для визуализации и отбора признаков (Feature Selection), например, метод главных компонент (Principal Component Analysis).

- алгоритмические композиции (Ensemble Methods) – набор методов для комбинирования предсказаний нескольких моделей.

- извлечение признаков (Feature Extraction) – процесс определения атрибутов в данных.

- отбор признаков (Feature Selection) – набор алгоритмов для выявления значимых атрибутов на основе которых будет построена модель.

- оптимизация параметров алгоритма (Parameter Tuning) – методы для получения максимально эффективной отдачи от модели.

- множественное обучение (Manifold Learning) – подход нелинейного сокращения размерности данных.

Отдельно следует выделить методы, реализующие обучение с учителем (Supervised Models). Данный набор методов включает в себя:

- обобщенные линейные модели (Generalized Linear Models);

- методы дискриминантного анализа (Discriminate Analysis);

- наивный байесовский классификатор (Naive Bayes);

- нейронные сети (Neural Networks);

- метод опорных векторов (Support Vector Machines);

- деревья принятия решений (Decision Trees).

Еще одним инструментом для обработки геоинформации является специализированная библиотека eo-learn. Это Python-библиотека с открытым исходным кодом, которая использует изображения, получаемые с искусственных спутников Земли, производит интеллектуальный анализ данных при помощи библиотек для машинного обучения у Python [11].

Библиотека использует примитивы из библиотек numpy и shapely для хранения и манипуляции данными со спутников.

На данный момент есть следующие пакеты:

- eo-learn-core - основной пакет, который реализует базовые строительные блоки (EOPatch, EOTask и EOWorkflow) и часто используемые функции.

- eo-learn-coregistration - пакет, который занимается совместной регистрацией изображений.

- eo-learn-features - набор утилит для извлечения свойств данных и управления ими.

- eo-learn-geometry - пакет Geometry, используемый для геометрического преобразования и преобразования векторных и растровых данных.

- eo-learn-io - пакет ввода / вывода, который занимается получением данных из сервисов Sentinel Hub или локальным сохранением и загрузкой данных.
- eo-learn-mask - пакет, используемый для маскировки данных и вычисления облачных масок.
- eo-learn-ml-tools - различные инструменты, которые можно использовать до или после процесса машинного обучения.
- eo-learn-visualization - инструменты визуализации для основных элементов eo-learn.

Выводы. В статье проанализированы инструментарий для анализа информации в геоинформационных системах. Рассмотрены специализированные библиотеки для создания систем машинного обучения и работы в «большими данными» которые можно использовать для обработки географических данных.

ЛИТЕРАТУРА

1. Глотов А. А. Геоинформационное моделирование эволюции долинно-речных ландшафтов Воронежской области: автореферат диссертации кандидата географических наук, Воронеж, 2013, 24 с.
 2. Гаврилова Т. А., Муромцев Д. И. Интеллектуальные технологии в менеджменте: инструменты и системы: учебное пособие 2-е издание, СПб: "Высшая школа менеджмента", 2008, 488 с.
 3. Ивакин Я. А. Интеллектуализация ГИС. Методы на основе онтологий, LAP Lambert Academic Publishing, 2010, 322 с.
 4. Kendal S. L An introduction to knowledge engineering, London: Springer, 2007, 287 p.
 5. McKeown David M. The role of artificial intelligence in the integration of remotely sensed data with geographic information systems, Pittsburgh, 1986, 36 p.
 6. Popovich V. Intelligent GIS Conceptualization Information Fusion and Geographic Information Systems, Lecture Notes in Geoinformation and Cartography, 2014, P. 17–44.
 7. Форсайт Д., Понс Же. Компьютерное зрение: Современный подход. М: Вильямс, 2004. с.928
 8. Russel Stuart J. Artificial Intelligence. A modern approach , New Jersey, 1995, 932 p.
 9. Documentation Python.org. [Электронный ресурс]. -<https://www.python.org/>
 10. Scikit-learn. Machine Learning in Python. [Электронный ресурс]. - <http://scikit-learn.org>
 11. Eo-learn [Электронный ресурс]. - <https://eo-learn.readthedocs.io/en/latest/>
- OpenCV [Электронный ресурс]. – Режим доступа:<http://opencv.org>

АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ В УМОВАХ РЕФОРМИ ВИЩОЇ ОСВІТИ. РОЗВИТОК СТАРТАП КУЛЬТУРИ В УНІВЕРСИТЕТАХ ЯК ВАЖЛИВИЙ РУШІЙ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ОСВІТИ

Стаценко В.І.

Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара, Україна

В сучасних умовах глобалізації, активного розвитку ринкових відносин в Україні, подальшої інтеграції у світовий економічний та освітянський простір, перед системою підготовки спеціалістів постають нові виклики та питання.

На жаль, сьогодні ми маємо застарілу матеріально-технічну базу, яка майже не оновлювалося на протязі останніх десятиріч, розрив між стейкхолдерами освітянського процесу: ЗВО та їх споживачами – державними та приватними підприємствами, які, в свою чергу, мають зараз дефіцит кваліфікованих кадрів. Також катастрофічних масштабів досягає демотивація студентів, відволікання їх на підробітки під час навчального процесу, не пов'язані з роботою за фахом, та втрата популярності інженерних спеціальностей.

Водночас, у суспільстві та на різних щабелях влади є розуміння, що підготовка якісних спеціалістів була і є найважливішим завданням вищої школи, тому на перший план постає завдання перетворення української освіти на інноваційне середовище, в якому учні й студенти набуватимуть ключових компетентностей, необхідних для успішного життя у сучасному світі, а науковці матимуть усі необхідні можливості та ресурси для своєї роботи [1].

Якісна реформа освітньої галузі є надзвичайно важливою. Очевидно, що сьогодні українська освіта не відповідає ані сучасним запитам з боку особистості та суспільства, ані потребам економіки, ані світовим тенденціям. Саме тому розпочато системну трансформацію сфери, головна мета якої – нова висока якість освіти на всіх рівнях: від початкової школи – до закладів вищої освіти. Закон України «Про освіту» визначає мету освіти як всебічний розвиток людини як особистості та найвищої цінності суспільства, її талантів, інтелектуальних, творчих і фізичних здібностей, формування цінностей і необхідних для успішної самореалізації компетентностей, виховання відповідальних громадян, які здатні до свідомого суспільного вибору та спрямування своєї діяльності на користь іншим людям і суспільству, збагачення на цій основі інтелектуального, економічного, творчого, культурного потенціалу Українського народу, підвищення освітнього рівня громадян задля забезпечення сталого розвитку України та її європейського вибору. У науковій сфері реформа покликана зупинити ізоляцію та стагнацію у сфері досліджень, сформуванню запит на якісну підготовку дослідників та якісні розробки в галузі фундаментальних і прикладних наук, скоротити розрив між дослідженнями та впровадженням їх результатів, інтегрувати вищу освіту й науку України в освітній та дослідницький простір Європейського Союзу [2].

Реформа проходить на тлі переходу до освіти за компетенціями, бурхливого розвитку інформаційних технологій, доступу до великих обсягів інформації та до дистанційних курсів вітчизняних та зарубіжних ЗВО. Також має місце велика кількість «інформаційного шуму» та великого обсягу інтернет статей, які містять багато нерелевантної інформації та матеріалів, які мають ознаки академічної недоброчинності. Останнім часом нас спіткала пандемія та карантинні обмеження, які обумовили авральний перехід на дистанційну форми навчання, що мало місце у другому семестрі 2019/2020 навчального року. Усі ці фактори потребують ретельного аналізу ризиків та розробки механізмів запобігання реалізації загроз. Згідно з системним підходом найбільш дієвими інструментами обробки ризиків є Системно-процесний підхід [3] та дев'ятиекранна модель, яка дозволяє розглянути динаміку та логіку розвитку

систем з урахуванням стану «Система-Надсистема-Підсистема» у минулому, сьогодні та прогнозу на майбутнє [4].

Традиційна система підготовки базувалась на комплексному вивченні базових дисциплін та закріпленню знань під час практики на діючих підприємствах, де майбутні фахівці мали змогу закріпити теоретичні знання на реальних робочих місцях. Також переважна більшість випускників отримували гарантоване працевлаштування за фахом, яке мотивувало до сумлінного навчання. Водночас, талановиті студенти мали змогу долучитися до наукових досліджень на кафедрах, що закладали підґрунтя до подальшої успішної наукової кар'єри. Така система підготовки добре зарекомендувала себе в умовах розвитку промисловості та стабільної економіки. Під час економічних реформ протягом останніх десятиріч відбулося масове скорочення промисловості, закриття більшості державних підприємств, які не витримали жорсткої конкуренції в ринкових умовах, що призвело до системної кризи в масштабах всього суспільства та держави. Це призвело до суттєвих змін у житті вищої школи, що неминуче вплинуло на якість освіти в Україні. Ситуацію загострює експоненційне зростання об'єму галузевих знань та бурхливий науково-технічний розвиток, коли знання встигають «значно застаріти» за час навчання в ЗВО. Перехід на освіту «за компетенціями» є спробою вирішити це протиріччя, але цей процес неможливо пройти без докорінної зміни парадигми мислення, та зміни традиційних методів викладання. Водночас, слід зазначити, що останнім часом зростає роль та вплив на економіку невеликих та високомобільних інноваційних підприємств-стартапів, створених для реалізації та впровадження інновацій невеликими групами фахівців різних напрямків. Очікується подальше зростання впливу стартап культури на освітній процес у більшості країн.

Як показує досвід роботи університетів Ізраїлю, Нідерландів та інших країн ЄС, дуже добрі результати дає розвиток стартап культури в університетах та підприємницьких навичок у студентів та викладачів. При цьому, інновації та підприємництво стають головними драйверами зростання та виходу університетів на новий рівень якісної освіти та взаємодії з підприємствами. Механізм полягає в створенні серед студентів ЗВО міждисциплінарних команд, до складу яких входять студенти різних спеціальностей та напрямків підготовки – інженерно-технічні, економічні та навіть гуманітарні. Команди під час навчання, одночасно з опануванням базових знань за фахом, колективно працюють над власним інноваційним стартап-проектом, генерують гіпотези стосовно створення власного Продукту, його виробництва, бізнес-моделі, каналів просування на ринки та драйверів зростання. Цей процес проходить за допомогою викладачів при менторській підтримці з боку бізнес-інкубаторів та акселераторів, які залучають представників провідних підприємств та фахівців у якості менторів. Проміжними етапами є публічні захисти (пітчі) проектів, які готують команди перед журі, до складу якого включені представники ЗВО, підприємці та інвестори. Команди, які підготували якісні проекти, отримують змогу потрапити до акселераторів та отримують фінансову підтримку для подальшого розвитку власного проекту. Така практика дозволяє мотивувати студентів до навчання, сформувати навички командної роботи над проектами, в тому числі і в «дистанційному режимі» за допомогою сучасних інформаційних технологій, що є фактично нормою в сучасній інноваційній стартап практиці. Також студенти отримують можливість застосовувати на практиці свої знання та починають свідомо будувати власну кар'єру як фахівця. У серпні 2020 року в Україні стартував пілотний проект «Підприємницький університет», в рамках якого в пілотних університетах країни буде впроваджено навчальну дисципліну «Інноваційне підприємництво та управління стартап проектами». Передбачається, що під час курсу студенти створять власні стартап проекти та подадуть їх на участь у конкурсі стартапів. Найкращі команди матимуть шанс отримати індивідуальну менторську підтримку від YEP, Дія.Бізнес, Українського фонду стартапів, Cisco, ОККО, Genesis, REACTOR.UA, TechUkraine та інших партнерів проекту [5]. Впровадження такої практики дозволить

підвищити якість навчання, повернути інтерес до інженерних спеціальностей, подолати розрив між основними стейкхолдерами освітянського процесу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Розвиток людського капіталу Урядовий портал. [Електроний ресурс]. – Доступний з <https://www.kmu.gov.ua/diyalnist/reformi/rozvitok-lyudskogo-kapitalu>
2. Реформа освіти та науки. Урядовий портал. [Електроний ресурс]. – Доступний з <https://www.kmu.gov.ua/diyalnist/reformi/rozvitok-lyudskogo-kapitalu/reforma-osviti>
3. В.І. Стаценко, Федоряцька Н.І. Особливості керування ризиками на ранніх етапах розвитку інноваційних проектів для підвищення енергетичної ефективності технічних пристроїв перетворення енергії відновлюваних джерел. Журнал «Відновлювана енергетика». – № 3 (58). – 2019 р. – м. Київ. – с. 6-13.
4. Альтшуллер Г.С., Злотин Б.Л., Зусман А.В., Филатов В.И. Поиск новых идей: от озарения к технологии (Теория и практика решения изобретательских задач). Кишинев. Картя Молдовеняскэ. – 1989. - 381с.
5. В українських університетах з'явиться курс з інноваційного підприємництва. [Електроний ресурс]. – Доступний з https://mmr.ua/show/v-ukrayinskih-universitetah-z-yavitsya-kurs-z-innovacijnogo-pidpriyemnicztva?utm_source=newzmate_mmr_daily&utm_medium=email&utm_campaign=36&tq_id=juemfWslWFABfOq3_yXJmyO2i8TmCGMzM7Psqogu

ЛАБОРАТОРНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ І МОНІТОРИНГУ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ТА ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ СТАЦІОНАРНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА Д-246.4

¹Савчук В.П., ¹Грицук І.В., ¹Котов А.І., ²Вербовський В.С.

¹Херсонська державна морська академія, Україна

²Інститут газу НАН України, Україна

Набуття та закріплення фахових компетенцій суднових механіків є пріоритетним завданням кафедри експлуатації суднових енергетичних установок ХДМА. Згідно кодексу ПДНВ із поправками, формами демонстрації компетентностей, що стосуються сфери компетентності експлуатації головних установок і допоміжних механізмів та пов'язаних із ними систем керування є:

- практичний досвід роботи на судні;
- досвід, що отримано внаслідок проходження практики на навчальному судні;
- підготовка на тренажері машинного відділення;
- підготовка із використанням лабораторного обладнання.

Застосування всіх форм демонстрації компетентностей забезпечує повноцінну підготовку майбутніх суднових механіків та скорочує час їх адаптування на робочому місці. З метою закріплення теоретичних знань та формування деяких практичних навиків курсантів та студентів, до плану розвитку матеріальної бази лабораторій кафедри ЕСЕУ включено створення електро-енергетичної установки судна із елементами допоміжних систем та механізмів. Одним із перших та головних складових лабораторії є лабораторний стенд для дослідження і моніторингу робочих процесів та параметрів системи регулювання двигунів внутрішнього згоряння, що створено на базі дизель-генератору SSM60LAB. Дизельний двигун Д-246.4 має потужність 77 кВт при частоті обертання колінчастого валу 1500 хв⁻¹. Генераторна установка має електричну потужність 60 кВт при номінальній напрузі 400 В (рис. 1).

Лабораторний стенд дозволяє досліджувати робочі процеси високообертового дизельного двигуна, відслідковувати зміну параметрів стану в процесі його роботи на усталених режимах, при зміні навантаження (швидкісних (в межах регуляторної гілки швидкісної характеристики) та навантажувальних режимів), подачі палива, умов експлуатації тощо.

Для цього лабораторний стенд оснащений:

- засобами вимірювання поточних значень характеристик технічного стану і змінних параметрів робочих процесів, що знаходяться безпосередньо на борту лабораторної установки;
- засобами для забезпечення зміни навантаження на двигун (електричний навантажувальний пристрій – синхронний генератор), пристроями для програмної зміни настроювання швидкісних характеристик двигуна (програмної зміни нахилу регуляторної гілки), програмної зміни ПД-параметрів електронного регулятора дизеля тощо;
- засобами ступінчастої зміни навантаження дизеля через приєднаний до нього генератор (11 ступенів);
- засобами керування і спостереження за зміною робочих параметрів дизеля і їх моніторингу в часі.

Крім цього, лабораторний стенд призначений для відпрацювання і практичного засвоєння спеціальних знань і навичок під час здійснення процесів підготовки дизеля до роботи, запуску і зупинки двигуна; виконання спостереження і моніторингу параметрів стану працюючого двигуна (в тому числі дистанційного); підключення, зняття і керування зміною навантаження працюючого дизеля, управління програмною зміною швидкісних характеристик

двигуна (змінюючи нахил регуляторної гілки), ПД-параметрів електронного регулятора дизеля тощо; проведення робіт з технічного обслуговування і ремонту, а саме елементів паливної апаратури, системи живлення, мащення, охолодження, компонентів механізму газорозподілу тощо.

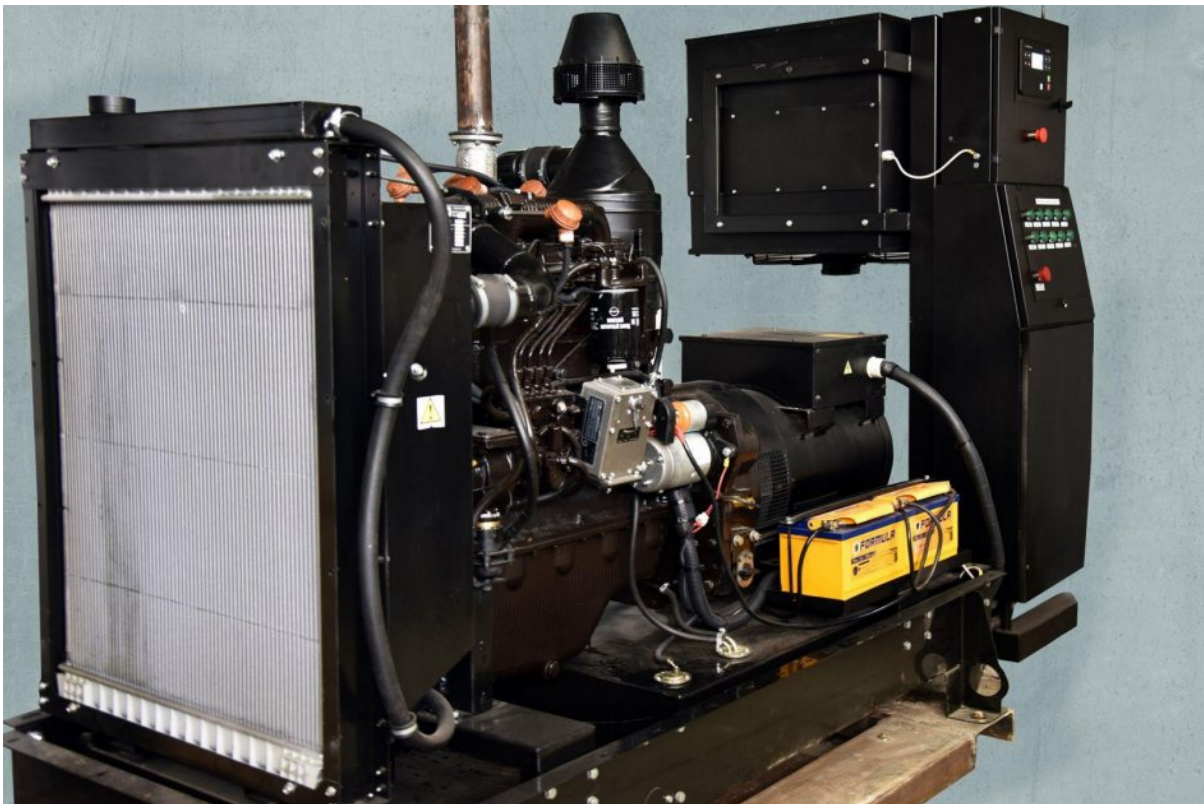


Рисунок 1. Лабораторний стенд для дослідження і моніторингу робочих процесів та параметрів системи регулювання двигунів внутрішнього згоряння

Всі вказані характеристики стенду дозволяють його інтегрувати в навчальний процес при підготовці суднових механіків та електромеханіків, а саме при формуванні професійних компетенцій на дисциплінах:

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння та їх експлуатація:

- дослідження теплового балансу високообертового двигуна;
- побудова навантажувальних характеристик дизеля;
- дослідження гідравлічної характеристики дизеля;
- аналіз показників газотурбонагнітача;
- аналіз екологічних показників двигуна.

2. Технічна діагностика суднових енергетичних установок:

- аналіз конструкції та принципів дії датчиків системи моніторингу двигуна;
- тепловий контроль двигуна;
- контроль герметичності камери згоряння та ін.

3. Автоматизація суднових енергетичних установок та електронні засоби управління:

- дослідження ПД-параметрів електронного регулятора дизеля.

4. Технічна експлуатація суднового електрообладнання:

- вивчення конструкції синхронних генераторів та автоматичного регулятора;
- діагностування технічного стану синхронного генератора;
- дослідження параметрів синхронного генератора.

НОТАТКИ