

**13-ї**

**МАТЕРІАЛИ  
МІЖНАРОДНОЇ  
НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ  
КОНФЕРЕНЦІЇ**



**2022**

**СЕУТТОО**

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

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

## МАТЕРІАЛИ

13-ї Міжнародної науково-практичної конференції

***СУЧАСНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ НА  
ТРАНСПОРТІ, ТЕХНОЛОГІЇ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЇХ  
ОБСЛУГОВУВАННЯ  
СЕУТТОО-2022***



Херсон – 2022

**Науковий комітет:**

Агеєв М.С. – д.т.н., доц., ХДМА;  
Білогуб О.В. – д.т.н., проф., НТУ «ХАІ»;  
Білоусов Є.В. – д.т.н., проф., ХДМА;  
Варбанець Р.А. – д.т.н., проф., ОНМУ;  
Горбов В.М. – к.т.н., проф., НУК;  
Грицук І.В. – д.т.н., проф., ХДМА;  
Дакі О.А. – д.т.н., доц., ДІВТ;  
Єпіфанов С.В. – д.т.н., проф., НТУ «ХАІ»;  
Колєгаєв М.О. – к.т.н., проф., НУ «ОМА»;  
Кравченко С.О. – д.т.н., с.н.с., НТУ «ХП»;  
Лещенко А.М. – д.філос.н., проф., ХДМА  
Мельник О.В. – к.т.н., доц., ДУІТ;  
Наглюк І.С. – д.т.н., проф., ХНАДУ;  
Парсаданов І.В. – д.т.н., проф., НТУ«ХП»;  
Подригало М.А. – д.т.н., проф., ХНАДУ;  
Полив'яничук А.П. – д.т.н., проф., ХНУ  
міського господарства імені О.М.  
Бекетова;  
Рєва О.М. – д.т.н., проф., НАУ;  
Рєдчиць Д.О. – д.ф.-м.н., інститут  
транспортних систем і технологій НАН  
України;

Рожков С.О. – д.т.н., проф., ХДМА;  
Сараєв О.В. – д.т.н., проф., ХНАДУ;  
Сєрбін С.І. – д.т.н., проф., НУК;  
Сьомін О.А. – к.т.н., доц., ДУІТ;  
Тимошевський Б.Г. – д.т.н., проф., НУК;  
Тулученко Г.Я. – д.т.н., проф., НТУ «ХП»;  
Черєдніченко О.К. – д.т.н., доц., НУК;  
Шарко О.В. – д.т.н., проф., ХДМА;  
Шумило О.М. – к.т.н., проф., ОНМУ;  
Klyus Oleh – prof. dr hab. inż, Akademia  
Morska w Szczecinie (Рєспубліка  
Польща);  
Rima Mickienė – Deputy director for  
academic affairs at Lithuanian Maritime  
Academy (Литовська рєспубліка);  
Teona Dzneladze – Ph.D, Associate  
Professor Batumi State Maritime academy  
(Грузія)

**Організаційний комітет:**

**Голова** – Василь ЧЕРНЯВСЬКИЙ, ректор ХДМА  
**Заступники голови** – Андрій БЕНЬ, прорєктор з НІР 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.  
**Тєхнічний секретар** – Дар'я КУРНОСЕНКО, завідувач лабораторії кафедри  
експлуатації суднових енергетичних установок.

**Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. 13-а Міжнародна науково-практична конференція, 07-09 вересня 2022 р.**  
– Хєрсон: Хєрсонська державна морська академія.

У матеріалах 13-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування» представлені тези, які присвячені проблемам експлуатації, виробництва та проектування енергетичних установок та устаткування на транспорті, а також підготовці спеціалістів у сфері транспортної енергетики й устаткування.

## ЗМІСТ

|  |           |
|--|-----------|
| <b>СЛОВО ГОЛОВИ ОРГАНІЗАЦІЙНОГО КОМІТЕТУ КОНФЕРЕНЦІЇ,<br/>РЕКТОРА ХЕРСОНСЬКОЇ ДЕРЖАВНОЇ МОРСЬКОЇ АКАДЕМІЇ<br/>ЧЕРНЯВСЬКОГО ВАСИЛЯ ВАСИЛЬОВИЧА.....</b>   | <b>8</b>  |
| <b>СЕКЦІЯ 1. ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І<br/>ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ.....</b>  | <b>9</b>  |
| <b>Головань А.І., Гончарук І.П. УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ<br/>ПАРАМЕТРІВ І УПРАВЛІННЯ ТЕХНІЧНИМ СТАНОМ ОБЛАДНАННЯ ЗАСОБІВ<br/>ТРАНСПОРТУ.....</b>  | <b>10</b> |
| <b>Наговський Д.А., Дощенко Г.Г. ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ<br/>СПОСТЕРІГАЧА В МАТЕМАТИЧНІЙ МОДЕЛІ СИСТЕМИ ПОЗИЦІОНУВАННЯ<br/>СУДНА.....</b>   | <b>12</b> |
| <b>Варбанець Р.А., Мальчевський В.П., Мінчев Д.С., Залож В.І., Кирнац В.І.,<br/>Александровська Н.І. ОСОБЛИВОСТІ ДІАГНОСТИКИ ДВИГУНІВ ТА<br/>КОМПРЕСОРІВ У РІЗНИХ СФЕРАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....</b>   | <b>16</b> |
| <b>Рибалченко М.Є., Білоусов Є.В., Савчук В.П., Марченко А.П., Тулученко Г.Я.<br/>ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СУДОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО<br/>ЗГОРЯННЯ ЗА ПАРАМЕТРАМИ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НА РЕЖИМАХ<br/>ВІДМІННИХ ВІД НОМІНАЛЬНИХ.....</b> | <b>20</b> |
| <b>Погорлецький Д.С., Кавун В.І. ОСОБЛИВОСТІ ПЕРЕВЕДЕННЯ СУДНОВОГО<br/>ДВИГУНА MAN-B&amp;W 6S50MC НА ВАЖКЕ ПАЛИВО МАРКИ IFO 380.....</b>   | <b>25</b> |
| <b>Корогодський В.А. ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА НАДЛИШКУ ПОВІТРЯ В<br/>ДВОТАКТНОМУ ДВИГУНІ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ ПРИ<br/>ЗОВНІШНЬОМУ ТА ВНУТРІШНЬОМУ СУМІШОУТВОРЕННІ.....</b>  | <b>28</b> |
| <b>Савчук В.П., Курносенко Д.В., Тулученко Г.Я., Котов А.І. ВДОСКОНАЛЕННЯ<br/>ДІАГНОСТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМ МАЩЕННЯ СУДНОВИХ<br/>ВИСОКООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.....</b>   | <b>33</b> |
| <b>Рябушенко О.В., Наглюк І.С., Шевцов Д.С. АНАЛІЗ МЕТОДІВ ВИМІРЮВАННЯ<br/>ШВИДКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПРИ ПРОВЕДЕННІ НАУКОВИХ<br/>ДОСЛІДЖЕНЬ.....</b>  | <b>39</b> |
| <b>Аргун Щ.В., Гнатов А.В., Сохін П.А., Гнатова Г.А. ПЕРЕОБЛАДНАННЯ<br/>БЕНЗИНОВОГО АВТОМОБІЛЯ В АВТОМОБІЛЬ З ТЯГОВИМ<br/>ЕЛЕКТРОДВИГУНОМ.....</b>   | <b>43</b> |

|  |           |
|--|-----------|
| <b>Худяков І.В., Грицук І.В., Манжелей В.С, Котов А.І. МОНІТОРИНГ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВОДІЯ, ЯК СКЛАДОВА ЧАСТИНА КОМПЛЕКСНОГО КОНТРОЛЮ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ .....</b>  | <b>47</b> |
| <b>Хлопенко М.Я. РОБАСТНЕ ЧАСТОТНЕ КЕРУВАННЯ СУДНОВОЇ КОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ.....</b>  | <b>52</b> |
| <b>Акімов О.В., Клевцов К.М., Шарко О.В. ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ТУРБОНАГНІТАЧА ГОЛОВНОГО ДВИГУНА СУДНА.....</b>  | <b>54</b> |
| <b>Черненко В.В., Грицук І.В., Погорлецький Д.С., Худяков І.В., Поліщук О.В. ОСОБЛИВОСТІ ПРОГНОЗУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДИЗЕЛЬНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ІНФОРМАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ .....</b> | <b>57</b> |
| <b>СЕКЦІЯ 2. ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ, НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ.....</b>   | <b>61</b> |
| <b>Самарін О.Є. ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ОЧИЩЕННЯ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ.....</b>   | <b>62</b> |
| <b>Стратійчук Д.А., Сліпченко К.В., Бушля В.М., Туркевич В.З. СТВОРЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ РІЗУЧИХ ПЛАСТИН НА ОСНОВІ КУБІЧНОГО НІТРИДУ БОРА ДЛЯ ОБРОБКИ НІКЕЛЕВИХ СПЛАВІВ.....</b>   | <b>65</b> |
| <b>Матвєєв В.В. ВПЛИВ ГЛОБАЛЬНОГО ПОТЕПЛІННЯ.....</b>  | <b>68</b> |
| <b>Слинько Г.І., Сухонос Р.Ф., Клименко Є.В. РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ДВИГУНА З СУХИМ КАРТЕРОМ ДЛЯ АВТОМОБІЛЯ ТИПУ «БАГГІ».....</b>  | <b>72</b> |
| <b>Голеншин Є.В. ВИКОРИСТАННЯ ТЕРМОХІМІЧНИХ АКУМУЛЯТОРІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК СУДЕН ПОРТОВОГО ФЛОТУ .....</b>  | <b>75</b> |
| <b>Врублевський Р.Є. ВИКОРИСТАННЯ РОТОРНО-ПУЛЬСАЦІЙНОГО АПАРАТУ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ ВОДНО-ПАЛИВНОЇ ЕМУЛЬСІЇ.....</b>  | <b>79</b> |
| <b>Арсенюк М.С., Польовий О.Б., Редчиць Д.О. ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СТРУКТУРИ ТЕЧІЇ НАВКОЛО БЕЗПІЛОТНОГО АПАРАТУ ТИПУ «ЛІТАЮЧЕ КРИЛО».....</b>   | <b>83</b> |
| <b>Тарасов С.В., Редчиць Д.А., Костюков І.Ю., Тарасов А.С., Моїсеєнко С.В., Старун Н.В., Маломуж Т.В., Вигоднер І.А. РЕКОНСТРУКЦІЯ ОБТІКАННЯ</b>   |           |

|   |     |
|---|-----|
| ТРИЛОПАТЕВОГО РОТОРА ДАР'Є ВЕРТИКАЛЬНО-ОСЬОВОЇ<br>ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ.....  | 85  |
| <b>Аврунін Г.А., Єфименко О.В., Пімонов І.Г., Щербак О.В., Шевченко Д.М.,<br/>Мороз І.І. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В СУЧАСНИХ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДАХ<br/>МАШИН ДЛЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ АЕРОДРОМІВ ТА ЛІТАКІВ.....</b>         | 89  |
| <b>Тарасов С.В., Костюков І.Ю., Видута О.Л., Тарасов А.С., Дорош О.В. ВПЛИВ<br/>ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕДУРИ РОЗРАХУНКУ ОДНОДИСКОВОЇ ІМПУЛЬСНОЇ<br/>МОДЕЛІ НА ТОЧНІСТЬ ХАРАКТЕРИСТИК Н-РОТОРА ДАР'Є.....</b>            | 92  |
| <b>Савчук В.П., Акімов О.В., Бойко М.О., Мирзосєв Бала Мушгюль огли МЕТОДИ<br/>ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛЬНИХ<br/>ДВИГУНІВ ФІРМИ MAN B&amp;W НА ЧАСТКОВИХ РЕЖИМАХ НАВАНТАЖЕННЯ..</b> | 95  |
| <b>Olena V. Lytosh INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF HERMETIC<br/>VAPOUR COMPRESSOR REFRIGERATION MACHINES OF SHIPBOARD<br/>SYSTEMS OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION.....</b>                            | 100 |
| <b>Зінченко Д.О., Кочетов Г.А. ВПЛИВ КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ВПОРСКУВАННЯ<br/>ПАЛИВА НА ТОКСИЧНІСТЬ І ДИМНІСТЬ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ.....</b>  | 102 |
| <b>Багач Р.В., Гнатов А.В. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ У СЕКТОРІ МІСЬКОГО<br/>ЕЛЕКТРОТРАНСПОРТУ.....</b>   | 105 |
| <b>Щедролюсєв О.В. ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЦИРКУЛЯЦІЙНОЇ<br/>СИСТЕМИ ПІДГРІВУ НАФТОВАНТАЖІВ НА ТАНКЕРАХ.....</b>  | 109 |
| <b>Настасенко В.О. ДЕКАРБОНІЗАЦІЯ НА ТРАНСПОРТНОМУ ФЛОТІ, ЇЇ<br/>ПРОБЛЕМИ І ПЕРСПЕКТИВИ.....</b>  | 112 |
| <b>Аулін Д.О., Артеменко О.В., Коваленко Д.М., Кравченко С.О. ЗАХОДИ З<br/>ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛІВ ТЯГОВОГО<br/>РУХОМОГО СКЛАДУ.....</b>  | 116 |
| <b>Суворов П.С., Тарасенко Т.В. ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ СУДЕН<br/>ВНУТРІШНЬОГО ПЛАВАННЯ ТА КОНЦЕПЦІЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПЕРЕХОДУ<br/>EUROPEAN GREEN DEAL.....</b>   | 120 |
| <b>Дзигар А.К. Сатулов А.І. ЗАХОДИ ПО ВПРОВАДЖЕННЮ ІНДЕКСУ<br/>ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ДЛЯ ІСНУЮЧИХ СУДЕН (ЕЕХІ) ТА ІНДИКАТОРУ<br/>ІНТЕНСИВНОСТІ ВИКИДІВ ВУГЛЕЦЮ (СІ) ЗГІДНО ВИМОГ МАРПОЛ<br/>ДОДАТКУ VI.....</b>    | 123 |

|   |            |
|---|------------|
| <b>Колебанов О.К., Лебеденко Ю.О. ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО УПРАВЛІННЯ СУДНОВИМ КРАНОМ.....</b>   | <b>126</b> |
| <b>СЕКЦІЯ 3. РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ ТРАНСПОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ.....</b>  | <b>129</b> |
| <b>Gorbatyuk Ie.V., Bulavka O.O. DYNAMIC LOADS DURING OPERATION OF TOWER CRANES.....</b>  | <b>130</b> |
| <b>Кубіч В.І., Мимоход Д.Ю. ОБ'ЄМ ГАЗІВ, ЩО ПРОРИВАЮТЬСЯ ЧЕРЕЗ ЗАЗОРИ У ЦПГ ДВЗ ТА НАВАНТАЖЕННІСТЬ МОТОРНОЇ ОЛИВИ.....</b>  | <b>132</b> |
| <b>Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. АНАЛІТИЧНА МОДЕЛЬ ЗМІНИ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА З ШАРНІРНО-КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ ПЕРЕТВОРЕННЯ РУХУ.....</b>                        | <b>136</b> |
| <b>Проценко В.О., Бабій М.В., Настасенко В.О. УДОСКОНАЛЕННЯ СТРУКТУРИ ТАНГЕНСНОГО МЕХАНІЗМУ РУЛЬОВОЇ МАШИНИ FLUTEK-KAWASAKI FE 21-243.....</b>  | <b>139</b> |
| <b>Сапронов О.О., Сметанкін С.О., Сапронова Л.О., Палагній В.І. ВИКОРИСТАННЯ СУМІШІ ДИСКРЕТНИХ ВОЛОКОН ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЕПОКСИДНИХ КЛЕЙОВИХ МАТЕРІАЛІВ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ.....</b> | <b>143</b> |
| <b>Соценко В.В., Сапронова А.В., Воробйов П.О., Палагній В.І. ЗАХИСНІ ПОКРИТТЯ ДЛЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТУ З ПІДВИЩЕНИМИ ПОКАЗНИКАМИ МЕХАНІЧНОЇ МІЦНОСТІ.....</b>                              | <b>145</b> |
| <b>СЕКЦІЯ 4. ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ТА ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ І ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ, ЙОГО ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ.....</b>    | <b>147</b> |
| <b>Самарін О.Є. ПРИВІД ПНВТ З КЛАПАННИМ РЕГУЛЮВАННЯМ.....</b>   | <b>148</b> |
| <b>Матвєєв В.В. НОВІ СТАНДАРТИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ В ХОЛОДИЛЬНІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ.....</b>   | <b>151</b> |
| <b>Білоусов Є.В., Савчук В.П., Білогуб О.В., Білоусова Т.П. КОНЦЕПЦІЯ СТВОРЕННЯ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ДЛЯ БЕЗПЛОТНИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ З МІНІМАЛЬНИМ МИДЕЛЕМ.....</b>                       | <b>158</b> |
| <b>Король Ю.М., Корнелюк О.М. ГЕНЕРАТОР УНІВЕРСАЛЬНОГО 15-и ПАРАМЕТРИЧНОГО КРИЛОВОГО ПРОФІЛЮ.....</b>   | <b>165</b> |

|   |            |
|---|------------|
| <b>Устінцев С.М., Агєєв М.С. УПРАВЛІННЯ ТЕХНОЛОГІЄЮ ВІДНОВЛЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ В ПРОЦЕСІ РЕМОНТУ.....</b>   | <b>169</b> |
| <b>Доманська Г.А, Єгоров О.Й, Івїн П.В. МЕТОД ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОХИБКИ ВИЗНАЧЕННЯ МІЖОСЬОВИХ ВІДСТАНЕЙ ВАГОНІВ.....</b>  | <b>173</b> |
| <b>СЕКЦІЯ 5. ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗІ.....</b>  | <b>174</b> |
| <b>Личко Б.М., Сорокіна Т.М. ВАЖЛИВІСТЬ ФАХОВОГО РІВНЯ СУДНОВИХ МЕХАНІКІВ ДЛЯ ЗАБЕСПЕЧЕННЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ СУЧАСНИХ ДИЗЕЛІВ...</b>   | <b>175</b> |
| <b>Кравцова Л.В., Камінська Н.Г. САНКЦІЇ МІЖНАРОДНИХ ОРГАНІЗАЦІЙ ЩОДО РОСІЙСЬКОЇ ФЕДЕРАЦІЇ ТА ЇХ ВПЛИВ НА КІБЕРБЕЗПЕКУ МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ РОСІЇ.....</b>  | <b>177</b> |
| <b>Кравцова Л.В., Камінська Н.Г. КІБЕРБЕЗПЕКА НА МОРСЬКОМУ ТРАНСПОРТІ ЯК ОДИН З ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТИДІЇ ВОРОГОВІ В УМОВАХ ВІЙНИ.....</b>   | <b>179</b> |
| <b>Коробко В.В. СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ПИТАННЯ ПІДГОТОВКИ ФАХІВЦІВ.....</b>  | <b>181</b> |
| <b>Зайцева Т.В. ПРОЦЕСИ АНАЛІЗУ КІБЕРСТІЙКОСТІ СУДНОВОЇ ІТ-СИСТЕМИ...</b>   | <b>184</b> |
| <b>Сатулов А.І., Дзигар А.К. ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ НАВЧАННЯ ТА ОЦІНЮВАННЯ ВИКОНАННЯ ЗАВДАНЬ НА ТРЕНАЖЕРІ МКВ «WARTSILA» ERS 5000 TechSim» В ХОДІ КВАЛІФІКАЦІЙНОГО ЕКЗАМЕНУ ЗВО БАКАЛАВР...</b>   | <b>187</b> |
| <b>Рева О.М., Камишин В.В., Завгородній С.О., Сагановська Л.А., Кириченко К.В. РОЗВИТОК ТЕХНОЛОГІЇ ІНТЕГРАЛЬНОЇ ОЦІНКИ НЕДИСЦИПЛІНОВАНОСТІ КУРСАНТІВ-МАЙБУТНІХ ОПЕРАТОРІВ «ПЕРЕДНЬОГО КРАЮ» СКЛАДНИХ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ.....</b> | <b>190</b> |
| <b>Богдан Ю.О., Сатулов А.І. АКТУАЛЬНІ ЗАВДАННЯ ЕФЕКТИВНОГО ВИКОРИСТАННЯ ХМАРНОГО ТРЕНАЖЕРУ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ ПРИ ПІДГОТОВЦІ СУДНОВИХ МЕХАНІКІВ В ХДМА.....</b>  | <b>193</b> |
| <b>Волкова А.С. ВИКОРИСТАННЯ ТРЕНАЖЕРНО-СИМУЛЯТОРНОГО ОБЛАДНАННЯ У ПРОЦЕСІ НАВЧАННЯ АНГЛІЙСЬКІЙ МОВІ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ МОРСЬКИХ ФАХІВЦІВ.....</b>  | <b>195</b> |
| <b>НОТАТКИ.....</b>   | <b>200</b> |

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

### **Шановні колеги!**

Збірка тез XIII Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (СЕУТТОО – 2022) – це результат плідної роботи провідних науковців України та Європи і їх молодих послідовників, які у таких нелегких умовах сьогодення об'єдналися заради спільної мети – розвитку, підтримки та примноження наукового потенціалу нашої країни.

Щорічно Херсонська державна морська академія збирає науковців для обговорення новітніх розробок у сфері проектування, виробництва й експлуатації транспортних енергетичних установок. Цьогорічна конференція не є винятком, адже нам вдалось попри повномасштабне вторгнення і окупаційні дії загарбників об'єднати однодумців, згуртуватися та висвітлити здобутки сучасного стану й тенденції розвитку транспортної енергетики. Спільними зусиллями фахівці із різних країн сприяють інтелектуалізації транспортної енергетики, підвищенню екологічності й безпечності енергосистем. Завдяки цьому заходу виражається всебічна підтримка науковців нашої держави, зміцнюється співробітництво між науковими установами й закладами освіти, виникають нові творчі зв'язки, молодь долучається до найбільш актуальних досліджень у транспортній галузі.

Програма конференції включає пленарне засідання і роботу в секціях, де обговорюються питання експлуатації енергетичних установок і допоміжного обладнання, проблеми енергозбереження і створення нетрадиційних енергетичних систем, особливості робочих процесів, динаміки та міцності транспортного і технологічного обладнання, проблеми проектування енергетичних установок, питання щодо підготовки спеціалістів транспортної галузі.

Переконаний, що розробки, які містяться у даній збірці, допоможуть зробити транспортні енергосистеми більш продуктивними й екологічними, а всебічна підтримка талановитих науковців та першокласних фахівців транспортної галузі сприятиме зміцненню науково-технічного потенціалу України.

Бажаю усім сил і натхнення, плідної праці та вагомих здобутків!

З повагою, ректор ХДМА

Василь ЧЕРНЯВСЬКИЙ



## **Секція 1**

# **ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ**

## УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ І УПРАВЛІННЯ ТЕХНІЧНИМ СТАНОМ ОБЛАДНАННЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

Головань А.І., Гончарук І.П.  
Одеський національний морський університет, Україна

**Вступ.** У суднопіднімальних гідротехнічних спорудах як і в суднових енергетичних установках отримали велике поширення роторні насоси, що забезпечують перекачку різних в'язких середовищ: палива, мастил та інше. Як і всі суднові механізми, насоси потребують відповідного обслуговування і контролю технічного стану. Доцільним є обслуговування та ремонт, що проводиться "за станом" по результатам проведеної безрозбірної діагностики.

**Актуальність досліджень.** Найбільшого поширення для діагностики насосів отримали методи вібродіагностики. Вібродіагностика роторних насосів має ряд особливостей, обумовлених характером і станом середовищ, що перекачуються. Для нормування вібрації і діагностики технічного стану роторних насосів використовуються норми Українського морського реєстра судноплавства (УМРС).

**Постановка задачі.** Для з'ясування особливостей вібродіагностики роторних насосів були проведені вимірювання на спеціальному стенді, що дозволяє імітувати різні режими роботи суднових насосів: різний тиск в системі і температуру середовища, що перекачується. В результаті вимірювань отримані третьоктавні і вузькосмугові спектри вібрації насосів які розвиваються при різних тисках і температурах середовища, що перекачується. Проведений аналіз результатів показав, що норми УМРС для діагностики суднових роторних насосів мають недостатню інформативність з огляду на те, що не враховують залежність спектра вібрації від тиску, що розвивається і температури перекачування. Характер отриманих сигналів показує, що рівні третьоктавного спектра віброшвидкості істотно залежать від температури середовища, що перекачується, це необхідно враховувати при застосуванні норм УМРС. Великий вплив надає температура середовища на характер вузькосмугового спектру віброприскорення в області середніх частот, менше - на характер спектру віброшвидкості. В результаті можна зробити висновки про доцільність використання для діагностики технічного стану роторних насосів вузькосмугових спектрів віброшвидкості і спектрів огинаючої високочастотного компоненти вібрації, при цьому слід спиратися не на абсолютні значення рівня вібрації, а на наявність характерних частот і присутність їх модуляцій, породжуваних різними дефектами [1].

При діагностиці технічного стану насоса може використовуватися вузькосмуговий спектр віброшвидкості, так як на частотний склад вібрації тиск і температура середовища, що перекачується, не роблять істотного впливу. При цьому за діагностичні параметри приймаються характерні частоти (роторні, зубцеві), їх модуляція, вищі і субгармоніки. Більше значення для визначення дефекту має присутність вищих гармонік, наявність і вид модуляції, ніж амплітуда окремих дискретних складових, яка залежить від температури середовища, що перекачується. При діагностиці технічного стану насоса може використовуватися сигнал віброприскорення в діапазоні частот до 10 кГц. Віброприскорення в зазначеному діапазоні дозволяє використовувати для діагностики огинаючу високочастотної компоненти сигналу, крім того, по сигналу віброприскорення можливо визначити наявність кавітації в насосі. На первинному етапі діагностики можливе використання третьоктавного спектра віброприскорення в діапазоні до 5 кГц з наступним уточненням по спектру огинаючої або вузькосмугового спектру віброшвидкості. Огинаюча також застосовується і для діагностики підшипників кочення насоса і електродвигуна [6,7,1].

**Результати досліджень.** З метою удосконалення методу діагностичного контролю технічного стану насосів з електроприводом, застосовується апроксимація функції, а саме метод інтерполяції фільтрованого вібраційного сигналу (рис. 1) кусочно-кубічними функціями. Це підвищує точність і надійність контролю основної гармоніки коливань, що

дозволяє проводити якіснішу оцінку радіального і кутового зміщення осей насосів та силових агрегатів СГТС.

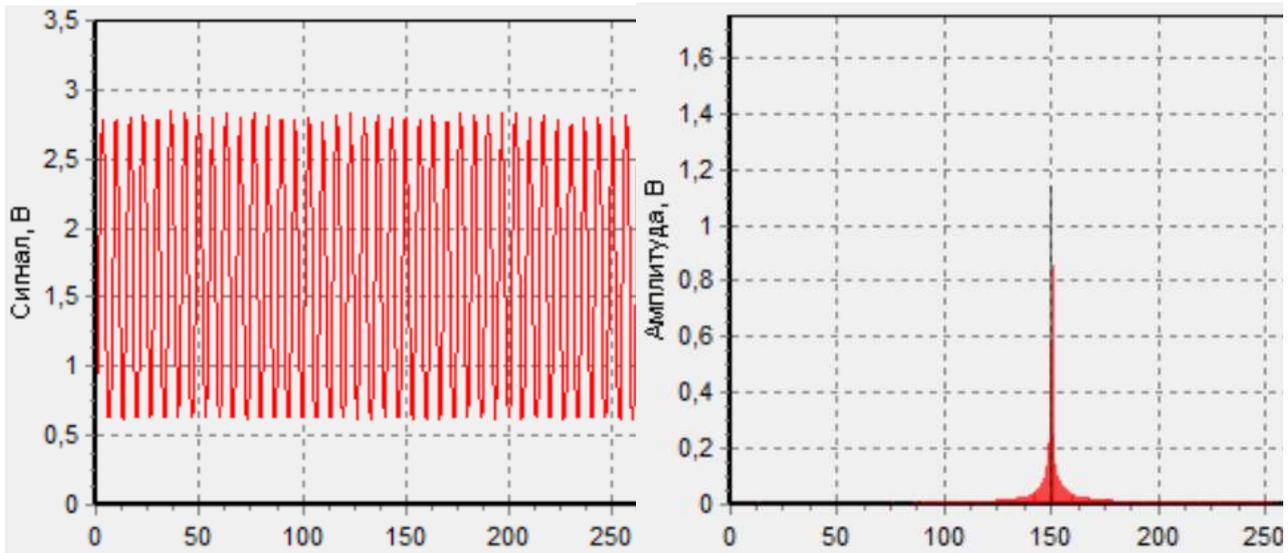


Рисунок 1 – Сигнал у часі віброшвидкості і спектрограма віброшвидкості насосу

Ідея удосконалення методу полягає в наступному. Вібраційний сигнал на кожному відрізьку  $[X_i, X_{i+1}]$  апроксимується поліномом третього ступеню, тобто функцією виду

$$f_i(x) = a + b(x - X_i) + c(x - X_i)^2 + d(x - X_i)^3 \quad (3.26)$$

При цьому, у вузлах співпадають не тільки значення сусідніх поліномів, а і їх перші похідні, тобто  $f_i(X_{i+1}) = f_{i+1}(X_{i+1})$  та  $f_i'(X_{i+1}) = f_{i+1}'(X_{i+1})$ . Значення похідних інтерполюючих поліномів вибираються довільно, виходячи з попереднього аналізу спектру сигналу.

**Висновки.** Удосконалення методів вібраційного та діагностичного контролю технічного стану агрегатів та механізмів суднопіднімальних гідротехнічних споруд, є актуальним.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Сергеев К.О., Панкратов А.А. Особенности безразборной диагностики судовых роторных насосов / Вестник МГТУ. 2017. Т. 20, № 4. С. 681–690. DOI: 10.21443/1560-9278-2017-20-4-681-690
2. Жуков А. С., Сергеев К. О. Проблемы перевода редукторов дизель-редукторных агрегатов на ремонт по состоянию // Эксплуатация морского транспорта. 2012. № 4 (7). С. 45–50.
3. Равин А. А., Хруцкий О. В. Прогнозирование технического состояния оборудования объектов морской техники и морской инфраструктуры // Региональная информатика : материалы XIV Санкт-Петербургской междунар. конф., Санкт-Петербург, 29 октября 2014 г. СПб., 2014. С. 465–466.
4. Hasanli Sh. M., Mehdizadeh R. N., Huseynov E. K. et al. Vibro-acoustic diagnostics of rotary type machines and mechanisms // Second international conference on technical and physical problems in power engineering. Iran, University of Tabriz, 6–8 September. Tabriz, 2004. P. 509.
5. Барков А. В, Баркова Н. А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации — СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2000. — 169 с.
6. Zimmer S., Bently D. E., Palatier G. E. et al. Interpreting vibration information from rotating machinery // Noise and vibration control worldwide. 1986. June–July. P. 202–209.
7. Голуб Е. С., Мадорский Е. З., Розенберг Г. Ш. Диагностирование судовых технических средств: справочник. — М. : Транспорт, 1993. — 150 с.

## ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ СПОСТЕРІГАЧА В МАТЕМАТИЧНІЙ МОДЕЛІ СИСТЕМИ ПОЗИЦІОНУВАННЯ СУДНА

Наговський Д.А., Доценко Г.Г.  
Херсонська державна морська академія, Україна

**Вступ.** Сучасні системи управління судном та судновими енергетичними установками є автоматизованими технічними комплексами високої складності, що призначені для ефективного виконання операцій, які визначаються призначенням та специфікою роботи судна в конкретних умовах.

**Актуальність досліджень.** Високоточні системи позиціонування створені на основі замкнених систем управління з використанням PID та PID2 регуляторів у системах підтримки тяги та положення судна. Тому вже багато років вченими світу розробляються та досліджуються різні математичні моделі поведінки судна в залежності від типу судна, умов використання, завдання управління тощо.

Математична модель судна є складною системою нелінійних диференціальних рівнянь, інтегрування яких можливе лише чисельними методами з спрямованістю на результати, які придатні на вирішення практичних завдань.

**Постановка задачі.** Створити та виявити концепції налаштувань математичної моделі DP-судна, які дозволяють використовувати поточні фактори збурення, що діють на судно, та генерувати коригування для системи позиціонування з урахуванням прогнозу щодо зміни значень цих факторів.

**Результати досліджень.** Доцільно розділити всі моделі морських суден на модель низькочастотну (НЧ) та модель хвильового впливу (ХЧ). Нелінійні рівняння НЧ руху обумовлені середнім значенням 2-го порядку і повільно змінними хвильовими, поточними та вітровими навантаженнями, а також силами двигуна. Рух судна ХЧ зумовлений хвильовими навантаженнями 1-го порядку [1]. Для проектування спостерігача та контролера на основі моделі достатньо вивести його спрощену математичну модель, модель керуючого впливу, яка, тим не менш, досить детальна, щоб описати основні фізичні характеристики динамічної системи.

Низькочастотна модель описана в [2] та має наступний вигляд:

$$M\dot{v} + C_{RB}(v)v + C_A(v_r)v_r + D(k, v_r) + G(\eta) = \tau_{env} + \tau_m + \tau_i + \tau_{thr}, \quad (1)$$

де  $M\dot{v}$  – узагальнені сили інерції;  $C_{RB}(v)v$  – узагальнені сили Коріоліса і доцентрові сили;  $D(k, v_r)$  – узагальнені сили загасання та поточні сили;  $G(\eta)$  – узагальнені відновлювальні сили;  $\tau_{env}$  – повільно змінюючі навантаження навколишнього середовища, за винятком поточних навантажень, що діють на судно;  $\tau_m$  – навантаження при швартуванні;  $\tau_i$  – навантаження від рівня льоду;  $\tau_{thr}$  – узагальнені сили, створені пропульсивною системою.

Для моделі хвильового впливу використовуються синтетичні процеси, які керовані білим шумом, що складаються з незв'язаних гармонійних коливань із загасанням. Модель запишеться у формі простору-стану:

$$\dot{\xi}_\omega = \xi_\omega A_\omega + E_\omega w_\omega,$$

$$\eta_\omega = C_\omega \xi_\omega,$$

де  $\eta_\omega \in R^3$  – вектор вимірювання положення та орієнтації,  $w_\omega \in R^3$  – вектор білого шуму Гауса з нульовим середнім значенням,  $\xi_\omega \in R^6$ . Тобто, для відображення збурення хвиль

достатньо лінійної моделі другого прядку. Тоді, системна матриця  $A_\omega \in R^{6 \times 6}$ , матриця збурень  $E_\omega \in R^{6 \times 3}$  і матриця вимірювань  $C_\omega \in R^{3 \times 6}$  запишеться:

$$A_\omega = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} & I_{3 \times 3} \\ -\Omega^2 & -2\Lambda\Omega \end{bmatrix}, \quad (2)$$

$$C_\omega = [0_{3 \times 3} \quad I_{3 \times 3}], \quad E_\omega = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} \\ K_\omega \end{bmatrix}, \quad (3)$$

де  $\Omega = \text{diag}\{\omega_1, \omega_2, \omega_3\}$ ,  $\Lambda = \text{diag}\{\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3\}$ ,  $K_\omega = \text{diag}\{K_{\omega 1}, K_{\omega 2}, K_{\omega 3}\}$ . Ця модель відповідає [3]:

$$\frac{\eta_{\omega i}}{\omega_{\omega i}}(s) = \frac{K_{\omega i} s}{s^2 + 2\zeta_i \omega_i s + \omega_i^2}. \quad (4)$$

З практичної точки зору, параметри ХЧ моделі є відносно повільно змінними величинами залежно від переважаючого стану моря. Як правило, періоди хвиль  $T_i$ , що відповідають частоті хвиль  $\omega_i = 2\pi/T_i$ , знаходяться в діапазоні від 5 до 20 секунд, а відносний коефіцієнт затухання  $\zeta_i$  – в діапазоні від 0,05 до 0,1. Тому, з деякою мірою, можна використовувати адаптивні схеми спостерігачів для різних морських умов, але при невеликих довжинах хвилі.

Для апробації моделі використовувався нелінійний PID-регулятор. Експериментальна установка наведена на рис. 1.

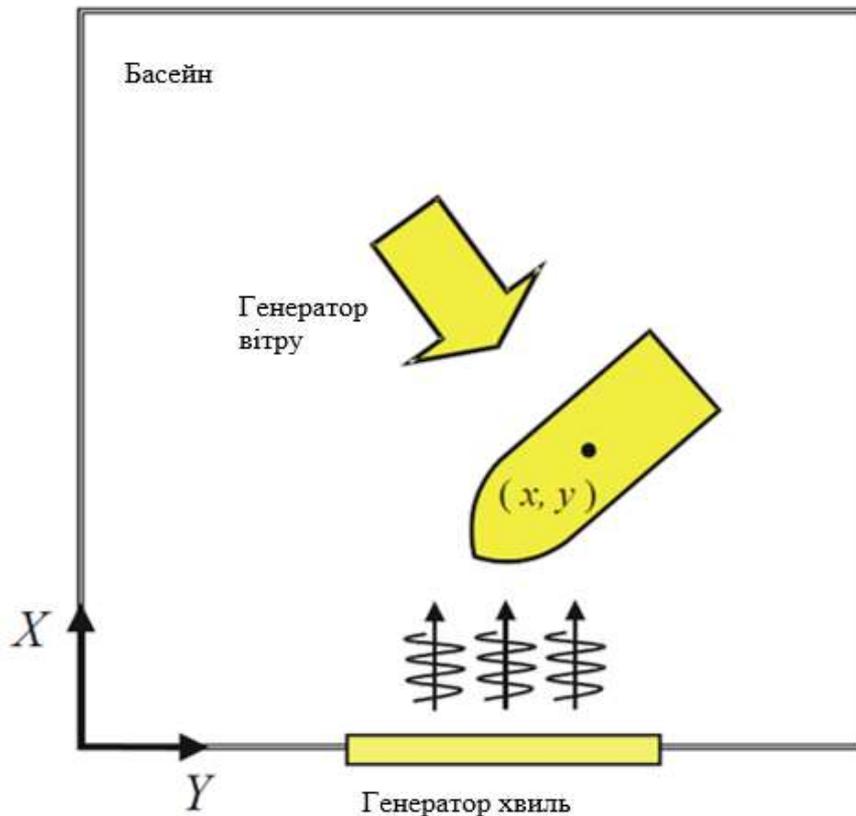


Рисунок 1 – Експериментальна установка: маса макету – 15 кг; довжина макету – 1,2 м; період хвиль – 7 с

На рис. 2 зображено виміряні відхилення положення та курсу судна, які представлені разом із відповідними прогнозами НЧ-частини моделі спостерігача.

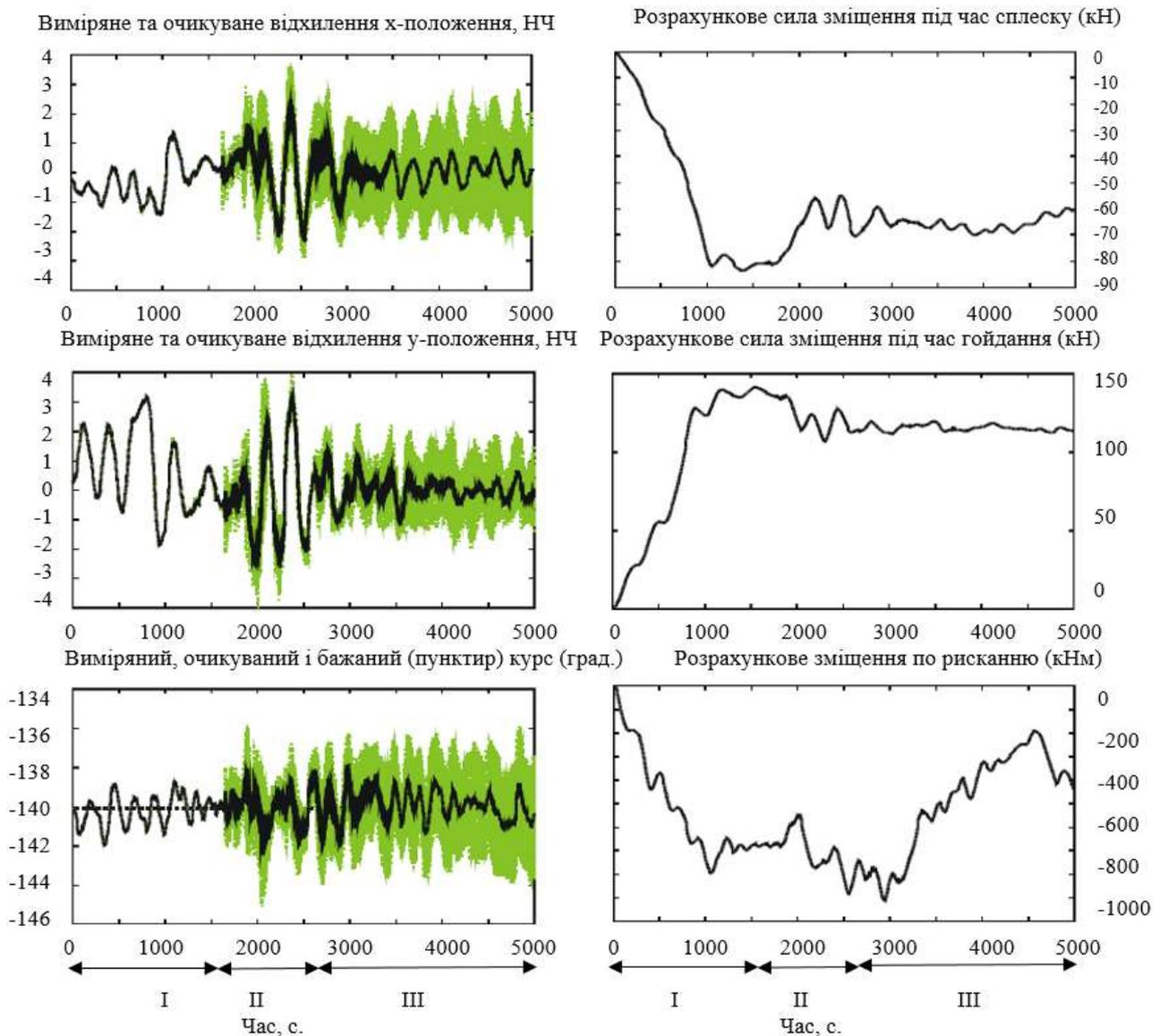


Рисунок 2 – Відхилення положення та курсу судна: виміряні, очікувані та бажані

Експеримент виконувався в три етапи:

- Етап 1: без хвиль. Спочатку судно зберігає потрібне положення і курс без впливу навколишнього середовища на судно. Орієнтовний курс становить -140 градусів. При зборі даних, включається генератор вітру. Спостерігач не працює.

- Етап 2: поява хвиль. Через 1650 секунд запускається генератор хвиль. На цій фазі ми можемо побачити роботу спостерігача з урахуванням компенсації вітру та без урахувань ХЧ.

- Етап 3: вітер, хвилі, спостерігач працює повністю після 2760 секунд.

В результаті проведеного експерименту видно, що збільшення частоти вимірювань показує прогресивне прогнозування НЧ при активізації ХЧ частини моделі спостерігача. Отже видно, що використання спостерігача в моделі впливу хвиль на судно значно підвищує результати статичної моделі керування при різних станах морської поверхні.

**Висновки.** В результаті всебічного аналізу проблематики безпеки мореплавання при різних станах морської поверхні, можна зробити висновок, що використання спостерігача в моделі впливу хвиль на судно значно підвищує результати статичної моделі керування. Ефект сукупного використання при русі морських суден низькочастотної (НЧ) складової та складової частоти хвиль (ХЧ) в моделі добре видно, що відхилення значно зменшуються під час управління динамічним позиціонуванням рухомого об'єкту водного транспорту в збуреному локально обмеженому просторі акваторії техноприродного комплексу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Fossen, T. I. *Guidance and Control of Ocean Vehicles*. Chichester, England: John Wiley & Sons Ltd., 1994. – 494 p.
2. Fossen, T. I. *Marine Control Systems, Guidance, Navigation, and Control of Ships*. Trondheim, Norway: Marine Cybernetics, 2002. – 570 p.
3. Strand, J. P. *Nonlinear Position Control Systems Design for Marine Vessels*. Doctoral Dissertation, Trondheim, Norway: Norwegian University of Science and Technology, Department of Engineering Cybernetics, 1999. – 193 p.

## ОСОБЛИВОСТІ ДІАГНОСТИКИ ДВИГУНІВ ТА КОМПРЕСОРІВ У РІЗНИХ СФЕРАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

<sup>1</sup>Варбанець Р.А., <sup>1</sup>Мальчевський В.П., <sup>2</sup>Мінчев Д.С., <sup>3</sup>Залож В.І., <sup>1</sup>Кирнац В.І.,  
<sup>1</sup>Александровська Н.І.

<sup>1</sup>Одеський Національний Морський Університет, Україна

<sup>2</sup>Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

<sup>3</sup>Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», Україна

**Вступ.** В авіації, на морі та на інших видах транспорту безаварійну роботу двигунів та компресорів можна забезпечити шляхом регулярного контролю параметрів робочого процесу в окремих циліндрах. Періодичний аналіз параметрів робочого процесу в циліндрах двигунів дає можливість оптимізувати їхню роботу, рівномірно розподіляти навантаження між циліндрами та вчасно виявляти небезпечні тенденції у зміні технічного стану основних систем та вузлів. На морі контроль робочого процесу дозволяє здійснювати регулювання двигунів так, щоб забезпечити низький рівень емісії шкідливих викидів, насамперед NOx, відповідно до вимог ІМО [1].

Періодичний контроль дозволяє виявити дефекти циліндрів, що зароджуються під час експлуатації і обслуговуючих двигун систем. Деякі дефекти можуть бути виявлені шляхом аналізу індикаторних діаграм  $P(^{\circ}CA)$ , аналізу їхньої форми на ділянках стиснення і згоряння, а також аналізу основних параметрів робочого процесу ( $P_{max}$ ,  $P_{comp}$ ,  $MIP$ , *ignition points* та інших.) [2, 10]. Прикладами таких дефектів є зниження  $MIP$ ,  $P_{max}$  або тиску кінця стиснення  $P_{comp}$ .

**Актуальність дослідження.** При аналізі одного з найбільш характерних дефектів ЦПГ – зниження компресії в робочому циліндрі і як наслідок  $P_{comp}$  – існує неоднозначність при аналізі одних лише індикаторних діаграм. Зменшення величини  $P_{comp}$  може бути викликано декількома причинами: зносом втулки циліндра, зносом та/або залипанням поршневих кілець, нещільністю закриття клапанів або *valves timing malfunction*. Всі ці фактори спричинять один наслідок – зниження параметра  $P_{comp}$  і потім  $P_{max}$  та  $MIP$  [2]. Таким чином, справжня причина дефекту може залишитись нез'ясованою.

Крім дефекту зниження компресії, деякі інші експлуатаційні дефекти, що виявляються на індикаторних діаграмах, можуть бути викликані різними причинами. В першу чергу це дефекти паливної апаратури високого тиску та дефекти механізму керування клапанами газорозподілу. Необхідно підкреслити, що саме ці дефекти найчастіше виникають у процесі експлуатації морських двигунів. Особливо це стосується дефектів паливної апаратури високого тиску. Наприклад, пізнє згоряння палива в циліндрі, виявлене шляхом аналізу *ignition points* на індикаторних діаграмах  $P(^{\circ}CA)$ , також може бути наслідком декількох причин: пізнього кута впорскування палива та/або зносу прецизійних вузлів паливної апаратури високого тиску та зниження тиску палива перед форсунками під час впорскування. Тому виявити окремі експлуатаційні дефекти за допомогою одного лише аналізу індикаторних діаграм досить складно. Також на ряд показників робочого процесу двигуна, серед яких затримка самозаймання та деякі характеристики згоряння палива у циліндрі двигуна впливає температура палива перед паливним насосом високого тиску (ПНВТ), що регулюється системою стабілізації температури палива. Основним вузлом цієї системи є компресор холодильної установки, що підтримує необхідну температуру охолоджувальної води. Своєчасне виявлення несправностей клапанів компресорів систем стабілізації температури палива, що проявляються досить часто, дозволяє уникнути багатьох аварійних ситуацій у роботі дизелів, пов'язаних із раптовою зміною температури палива.

**Постановка задачі.** Однією з важливих задач експлуатації засобів транспорту є підвищення ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів. Метою даної

роботи є представлення технології діагностики паливної апаратури, роботи форсунки, приводу клапанів газорозподілу та форсунок змащення циліндрів сучасних двотактних двигунів за допомогою паралельного аналізу вібродіаграм та індикаторної діаграми.

**Результати досліджень.** Безпосередні вимірювання та аналіз діаграм тиску впорскування палива перед форсунками могли б дати повну діагностичну інформацію про технічний стан паливної системи високого тиску. Однак такі вимірювання неможливо проводити за допомогою переносних пристроїв в умовах експлуатації. Це пов'язано з високим ризиком виникнення пожежі при протіканні палива у місцях встановлення датчиків в системі високого тиску. Тому такі вимірювання обмежені сучасними вимогами *ІМО* та більшістю морських сертифікаційних суспільств [1, 5].

Альтернативою прямим вимірам є застосування вібродатчиків на магнітній платформі [5-8]. Такі датчики повністю відповідають сучасній стратегії неруйнівного контролю параметрів при діагностуванні морських двигунів. Магнітні вібродатчики можуть бути швидко встановлені на обране місце, що скорочує загальний час вимірів і дає можливість витримати умови псевдостационарного режиму навантаження під час діагностування двигунів. Вібродіаграми та індикаторні діаграми  $P(^{\circ}CA)$  записуються одночасно та аналізуються паралельно. Такий паралельний аналіз дозволяє з'ясувати точну причину дефекту чи уточнити її. Особливо чутливим запропонований метод виявився для аналізу дефектів паливної апаратури високого тиску (*injectors, HPFP*), клапанів газорозподілу, а також впускних та випускних клапанів компресорів холодильних установок. Використання магнітних вібродатчиків для контролю роботи паливної апаратури високого тиску та клапанів дають цінну інформацію про технічний стан основних вузлів, таймінгу паливоподачі та таймінгу газорозподілу двигунів.

**Вібродіаграма форсунки та випускного клапана. Нормальний технічний стан.** Індикаторна діаграма та вібродіаграма форсунки та клапана, що відповідають нормальному технічному стану двигуна для режиму *MCR*, показані на рис. 1. Індикаторна діаграма  $P(^{\circ}CA)$  записується за допомогою датчика тиску (*HTT pressure sensor*), встановленого на індикаторний кран за допомогою *Thomson adapter* [5].

Для вимірювання та аналізу діаграм впорскування палива необхідно встановити магнітний вібродатчик на вільну частину торця форсунки. Для отримання вібродіаграми закриття клапану точка установки вібродатчика – на кришці циліндра приблизно напроти місця контакту тарілки клапану з кришкою, як показано на рис. 1.

Випробування на двотактних дизелях показали, що в більшості випадків з торця форсунки може бути записана вібродіаграма закриття клапана [5], тому часто достатньо використовувати тільки цю одну точку установки – торець форсунки. В результаті змін з двох датчиків та подальшого розрахунку ВМТ [4,5,7,8] інженер отримує записані одночасно індикаторну діаграму  $P(^{\circ}CA)$  – (див. рис.1) *red line* та оброблену вібродіаграму форсунки та випускного клапану – *green line*. Обидві діаграми і поєднані по кутку повороту колінчастого валу.

Високий тиск палива під час впорскування створює зусилля, що перевищує силу затягнутої пружини голки форсунки, голка піднімається вгору, ударяючись об верхній упор. Внаслідок цього удару вібродатчик фіксує імпульс з характерними загасаючими коливаннями (див. рис.1). Після амплітудної демодуляції віброімпулсу отримуємо перший імпульс, що відповідає підйому голки форсунки (*Needle Up*). Наприкінці впорскування, після відсічки та припинення подачі палива з боку паливного насоса високого тиску, тиск перед форсункою падає, і пружина повертає голку на місце. Удар голки в посадкове місце розпилювача форсунки створює другий віброімпульс (*Needle Down*). Необхідно зазначити, що передні фронти віброімпульсів відповідають повному підйому і повній посадці голки. При цьому впорскування палива в циліндр починається трохи раніше, в момент початку підйому голки. Фазова тривалість підйому голки варіюється для різних типів двигунів і становить менше  $0.3^{\circ}$  колінчастого валу для більшості морських двотактних двигунів, протягом якої в циліндр впорскується менше 3% від циклової порції палива [2,5]. Таким чином, фазу моменту повного

підйому голки та удару її об верхній упор (*Needle Up* на рис.1) можна вважати фазу дійсного кута впорскування палива в циліндр двигуна.

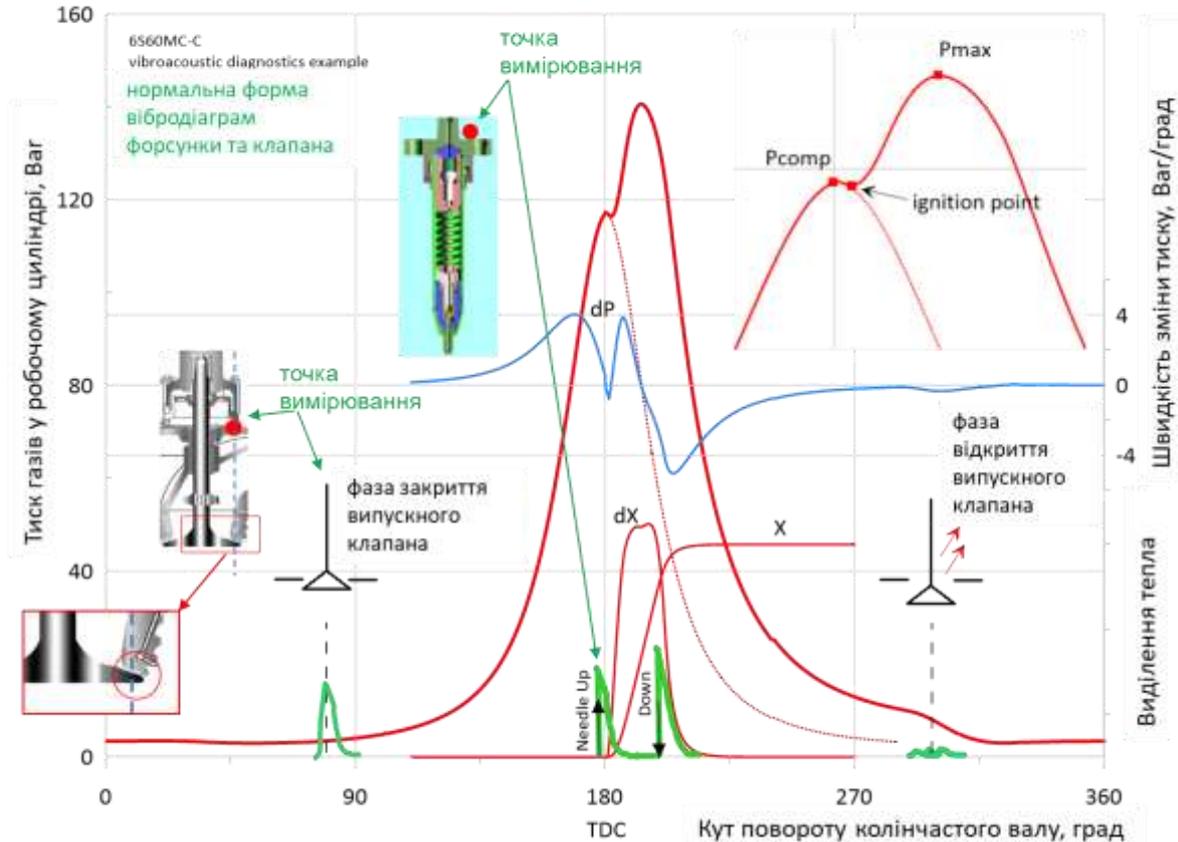


Рисунок 1 – Вібродіаграми форсунки та випускного клапана в поєднанні з індикаторною діаграмою

**Висновки.** Досвід авторів у проведенні *performance analysis* двигунів показав, що аналіз вібродіаграм паливної апаратури та механізму газорозподілу двигуна, записаних паралельно з індикаторними діаграмами, дає хороші діагностичні результати.

За допомогою вібродатчика на магнітній платформі можна визначити:

- фази підйому та посадки голки форсунки, експлуатаційні дефекти форсунки;
- початок та кінець циркуляції палива в паливній системі;
- фази початку подачі та відсічення палива паливним насосом високого тиску;
- фази закриття і, в деяких випадках, відкриття клапанів газорозподілу;
- частоти та амплітуди коливань при роботі впускних та випускних клапанів компресорів холодильних установок;
- фази упорскування масла в системі циліндрового змащування та експлуатаційні дефекти масляної форсунки.

Можлива також опосередкована оцінка гідрощільності паливної апаратури і тиску впорскування палива. Таку інформацію можна отримати безпосередньо під час експлуатації за допомогою магнітного вібродатчика. Розглянутий спосіб отримання інформації доступний та зручний у процесі експлуатації. Разом з алгоритмічним методом розрахунку та корекції ВМТ, аналіз вібродіаграм паралельно з індикаторними діаграмами  $P(CA, deg)$ , дозволяє отримати таку інформацію, яка раніше була доступна тільки в лабораторних умовах.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Resolution MEPC.317(74). 2019. Amendments to the technical code on control of emission of nitrogen oxides from marine diesel engines. International Maritime Organization (IMO)

- [Електронний ресурс]. – 2019. – Режим доступу: [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.319\(74\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.319(74).pdf) (дата звернення: 28.06.2022)
2. Heywood. Internal combustion engine fundamentals [Text] / J.B. Heywood. – New York: McGraw-Hill, 1988. – 930 p.
  3. Neumann, S. High temperature pressure sensor based on thin film strain gauges on stainless steel for continuous cylinder pressure control [Text] / S. Neumann // CIMAC Congress. – Hamburg: Digest, 2001. – pp. 1–12.
  4. Neumann, S. Marine diesels working cycle monitoring on the base of IMES GmbH pressure sensors data / S. Neumann, R. Varbanets, O. Kyrylash et al. // Diagnostyka. – 2019. – № 20(2). – pp. 19–26. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/104516>.
  5. Варбанец, Р. А. Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации [Текст]: дис. ... докт. техн. наук : 05.05.03 / Варбанец Роман Анатольевич ; Одес. национ. морск. акад., 2010. – 314 с.
  6. Varbanets, R. Acoustic method for estimation of marine low-speed engine turbocharger parameters / R. Varbanets, O. Fomin, V. Pištěk et al. // Journal of Marine Science and Engineering. – 2021. – V. 9(3), № 321. – 13 p. DOI: <http://dx.doi.org/10.3390/jmse9030321>
  7. Varbanets, R. Analyse of marine diesel engine performance / R. Varbanets, A. Karianskiy // Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. – Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Tech: Gdansk University of Technology, 2012. – p. 269–275.
  8. Varbanets, R. Improvement of diagnosing methods of the diesel engine functioning under operating conditions / R. Varbanets, S. Karianskiy, S. Rudenko, I. Gritsuk et al. // SAE Technical Paper. – 2017. – 12 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-2218>.
  9. Minchev, D. Marine diesel engines operating cycle simulation for diagnostics issues / D. Minchev, R. Varbanets, N. Aleksandrovska, L. Pisintsaly // Acta Polytechnica. – 2021. – № 3(61). – pp. 428–440. DOI: <https://doi.org/10.14311/AP.2021.61.0435>
  10. Minchev, D. S. Blitz-PRO User's manual [Електронний ресурс] / D. S. Minchev – Режим доступу: <http://blitzpro.zeddmalam.com/extra/Tutorial/Help.pdf> (дата звернення: 27.06.2022)
  11. Varbanets, R. Determination of top dead centre location based on the marine diesel engine indicator diagram analysis / R. Varbanets, V. Zalozh, A. Shakhov та ін. // Diagnostyka. – 2020. – № 21(1). – pp. 51–60. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/116585>.
  12. Minchev, D. Centrifugal compressor performance maps treatment for internal combustion engines operating cycle simulation. / D. Minchev, R. Varbanets // Internal combustion engines. – 2021. – №1(21). – pp. 9 – 15. DOI:<https://doi.org/10.20998/0419-719.2021.1.02>

## ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СУДОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ЗА ПАРАМЕТРАМИ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НА РЕЖИМАХ ВІДМІННИХ ВІД НОМІНАЛЬНИХ

<sup>1</sup>Рибалченко М.Є., <sup>1</sup>Білоусов Є.В., <sup>1</sup>Савчук В.П., <sup>2</sup>Марченко А.П., <sup>2</sup>Тулученко Г.Я.

<sup>1</sup>Херсонська державна морська академія, Україна

<sup>2</sup>Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна

Оцінка технічного стану судових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) за показниками робочого процесу є процедурою, яка регламентована правилами технічної експлуатації для більшості сучасних судових двигунів. Для контролю перебігу робочого процесу судовим персоналом з періодичністю в один місяць з двигуна знімаються індикаторні діаграми для подальшого аналізу. Для зняття діаграм, існує значна номенклатура засобів індицирування, від індикаторів з системою механічного запису, до систем з електронним перетворенням інформації як періодичної, так і безперервної дії. Для останніх систем розробляються програмні алгоритми обробки інформації, яка в подальшому використовується в цілях діагностики та/або для коригування процесів керування систем двигуна, що впливають на перебіг робочого процесу.

У практичній експлуатації механіками оцінюються лише незначна кількість параметрів робочого процесу, до яких можна віднести: максимальний тиск стиснення ( $p_c$ ), максимальний тиск згоряння ( $p_z$ ), індикаторна потужність циліндра ( $N_i$ ), відхилення максимального тиску по окремих циліндрах ( $\Delta p_z$ ). Така ситуація пояснюється трудомісткістю обробки індикаторних діаграм та відносно невисокою їх якістю (особливо діаграм, отриманих за допомогою механічних систем), що вимагає від обслуговуючого персоналу володіння спеціальними методами математичної обробки даних, чого в умовах масової підготовки судових механіків досягти досить проблематично.

Більш детальний аналіз робочого процесу заснований на зіставленні отриманих індикаторних діаграм з еталонними, отриманими в результаті стендових випробувань двигуна або отриманих аналітично з використанням методів математичного моделювання. Донедавна такий метод аналізу широко використовувався на флоті, однак структурні зміни в галузі експлуатації суден і всієї логістичної системи транспортування вантажів призвели до виникнення низки обмежувальних факторів, які ускладнюють використання таких підходів.

Традиційно як еталонні розглядалися діаграми робочого процесу, отримані в ході стендових випробувань двигуна на режимах близьких до максимальної тривалої потужності (Maximal Continuous Rating – MCR). Для цього двигун повинен бути виведений на режим MCR і пропрацювати на ньому протягом тривалого часу, необхідного для стабілізації теплового режиму. Вирішення завдання сильно ускладнюється якщо накласти на це ще й необхідність мінімізації впливу зовнішніх умов. А якщо враховувати сучасні тенденції до зниження швидкостей руху суден з метою економії палива, за яких прокладання маршруту не передбачає швидкісних ділянок і в той же час встановлює жорсткий графік руху, провести повноцінні випробування часто неможливі.

Для вирішення цієї проблеми авторами запропоновано використання як еталонних, індикаторних діаграм, отриманих для інших режимів роботи двигуна, проте номенклатура таких діаграм, які отримують під час стендових випробувань двигуна, досить обмежена. Як правила це режими, що відповідають навантаженням 25, 50, 75, 90, 100 і 110 % від MCR.

Основним джерелом інформації про результати випробування двигуна є протокол випробувань (Shop Test Report) (рис. 1), в якому відображені зовнішні умови, час, характеристики використаного палива та основні результати проведених випробувань.

У цьому документі наводяться індикаторні діаграми робочого процесу отримані під час випробувань (рис. 2). При цьому індикаторні діаграми  $pV$ -координатах отримані в умовах синхронізації з положенням поршня в робочому циліндрі а діаграми  $p\phi$ -координатах виконані без синхронізації і можуть бути використані тільки для оцінки таких показників як  $p_c$  і  $p_z$ .

Пошук нових методів об'єктивного контролю параметрів робочого процесу шляхом більш глибокого аналізу індикаторних діаграм в умовах обмеженості об'єктивної інформації є важливим науково-практичним завданням.

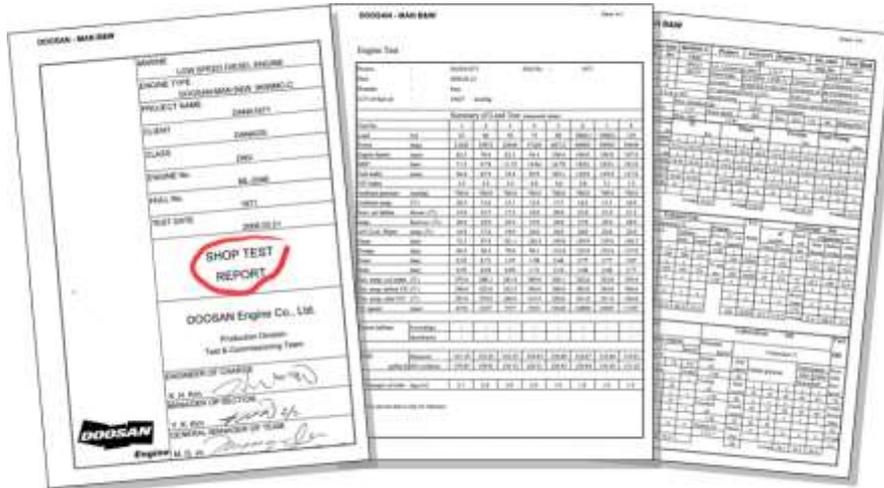


Рисунок 1 – Протокол випробувань (Shop Test Report) двигуна 8K90MC-C виконаних на заводі корпорації DOOSAN Engine Co., Ltd.

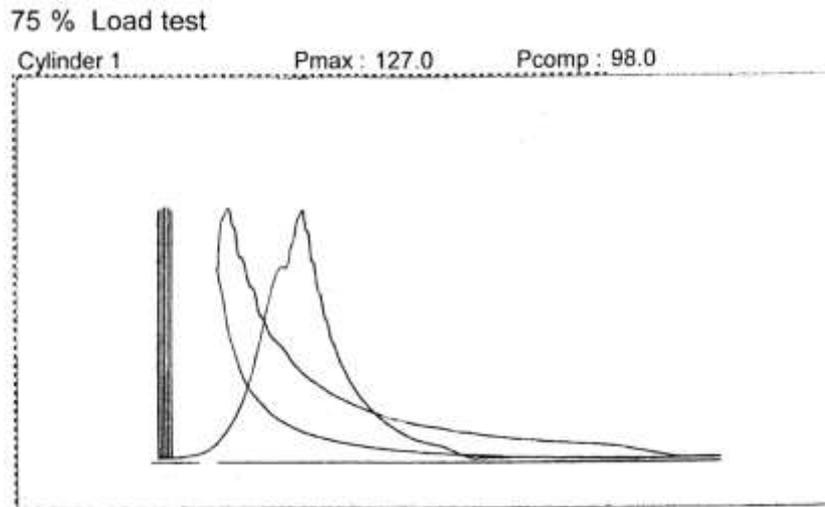


Рисунок 2 – Результати індицирування малооборотного двигуна 8K90MC-C на навантаженні 75% MCR

Виходячи з вищесказаного, можна виділити два основні напрямки вирішення цього завдання, які вимагають паралельної реалізації:

- розробка методів отримання еталонних індикаторних діаграм для режимів, відмінних від MCR;
- розробка методів обробки індикаторних діаграм, отриманих як растрові зображення, так і за результатами електронного сканування параметрів робочого процесу, а також отриманих аналітично як еталонні.

Останнє пояснюється тим, що часто можна зіткнутися із ситуацією, коли на судні є протокол стендових випробувань двигуна в растровому форматі (Shop Test Report) (рис. 1), а зараз індицирування двигуна ведеться з використанням переносних електронних індикаторів. У цьому випадку результати індицирування можуть бути представлені у вигляді числових масивів, придатних для подальшої обробки. Тому виникає необхідність з'єднати ці два види подання інформації для спільного використання з метою поглибленого аналізу робочих процесів з метою виявлення відхилень у технічному стані двигуна від нормативних.

В загалом, необхідна методика обробки растрових зображень та переведення їх у цифровий формат з обробкою для подальшого поглибленого аналізу параметрів робочого процесу. Крім того, методика повинна дозволяти працювати і з цифровими масивами отриманими в результаті електронного індицирування засобами доступними для цього на судні, а також з аналітично отриманими еталонними індикаторними діаграмами для режимів, відмінних від MCR.

Загальна схема комплексної обробки даних для вирішення поставленої задачі представлена на рис. 3.

Комплексна обробка включає кілька етапів:

- обробка растрових зображень поділом ліній стиснення та розширення;
- оцифрування отриманих графіків;
- експорт даних до розрахункового комплексу для обробки індикаторних діаграм, що включає перебудову діаграм з  $pV$  в  $p\phi$ -координати;
- контрольна оцінка результатів розрахунків із результатами випробувань двигуна;
- отримання «базових» індикаторних діаграм у  $p\phi$ -координатах, що відповідають режимам стендових випробувань двигуна;
- побудова по «базовим» кривим 3D поверхні робочих режимів двигуна;
- виділення «еталонної» індикаторної діаграми для заданого режиму роботи двигуна шляхом розтину полігону відповідною площиною;
- експорт «еталонної» та фактичної індикаторної діаграми до розрахункового комплексу;
- порівняння отриманих результатів, оцінка відхилень фактичної діаграми від «еталонної», виявлення причин таких відхилень.

Попередня обробка растрових зображень індикаторних діаграм зводиться до їх очищення від графічного шуму та всіх інших зображень, які не мають відношення до діаграм у  $pV$ -координатах.

Ця процедура може бути виконана в будь-якому редакторі растрових зображень. Також необхідно відокремити лінії стиснення та розширення, виділивши їх різними кольорами, оскільки більшість існуючих програм для оцифрування графічних зображень дозволяють розрізняти кольори графіків.

Процедура оцифрування растрових зображень індикаторних діаграм повинна виконуватися для кожного двигуна індивідуально і від якості виконання цього етапу залежить подальша точність та об'єктивність отриманих оцінок. У той же час, цей етап необхідно виконати тільки один раз, оскільки на основі отриманих результатів формується еталонна 3D поверхня, яка використовується для отримання еталонних діаграм для будь-якого навантажувально-швидкісного режиму роботи конкретного двигуна.

На наступному етапі, обробляються індикаторні діаграми для кожного режиму випробувань окремих циліндрів. За результатами усереднення отриманих масивів, будуються «базові» діаграми необхідні для формування 3D поверхні (рис. 3).

Задача апроксимації експериментальної залежності тиску в циліндрах  $p$  від кута повороту колінчастого валу  $\phi$  і ефективної потужності  $N_e$  розв'язувалася шляхом побудови складеної поверхні по сітці кривих, де в якості складових використовуються поверхні Кунса.

При перетині отриманої 3D поверхні відповідною площиною отримуємо теоретичну «еталонну» індикаторну діаграму (рис. 3) та відповідний числовий масив, який може бути оброблено як і базові криві, отримані за результатами оцифрування експериментальних даних. На рис. 3 надано приклад отримання такої діаграми для навантаження 40% від MCR.

За результатами аналізу числових масивів, отриманих у результаті оцифрування індикаторних діаграм, програмний модуль, розроблений у межах цього дослідження, дозволяє виділити 46 параметрів, що характеризують робочий процес двигуна. Частина цих параметрів використовуються як контрольні, а частина може бути використана як діагностичні.

На рис. 3 представлені результати обробки індикаторних діаграм за матеріалами стендових випробувань для двигуна 8K90MC-C, що працює на навантаженні 90% MCR.

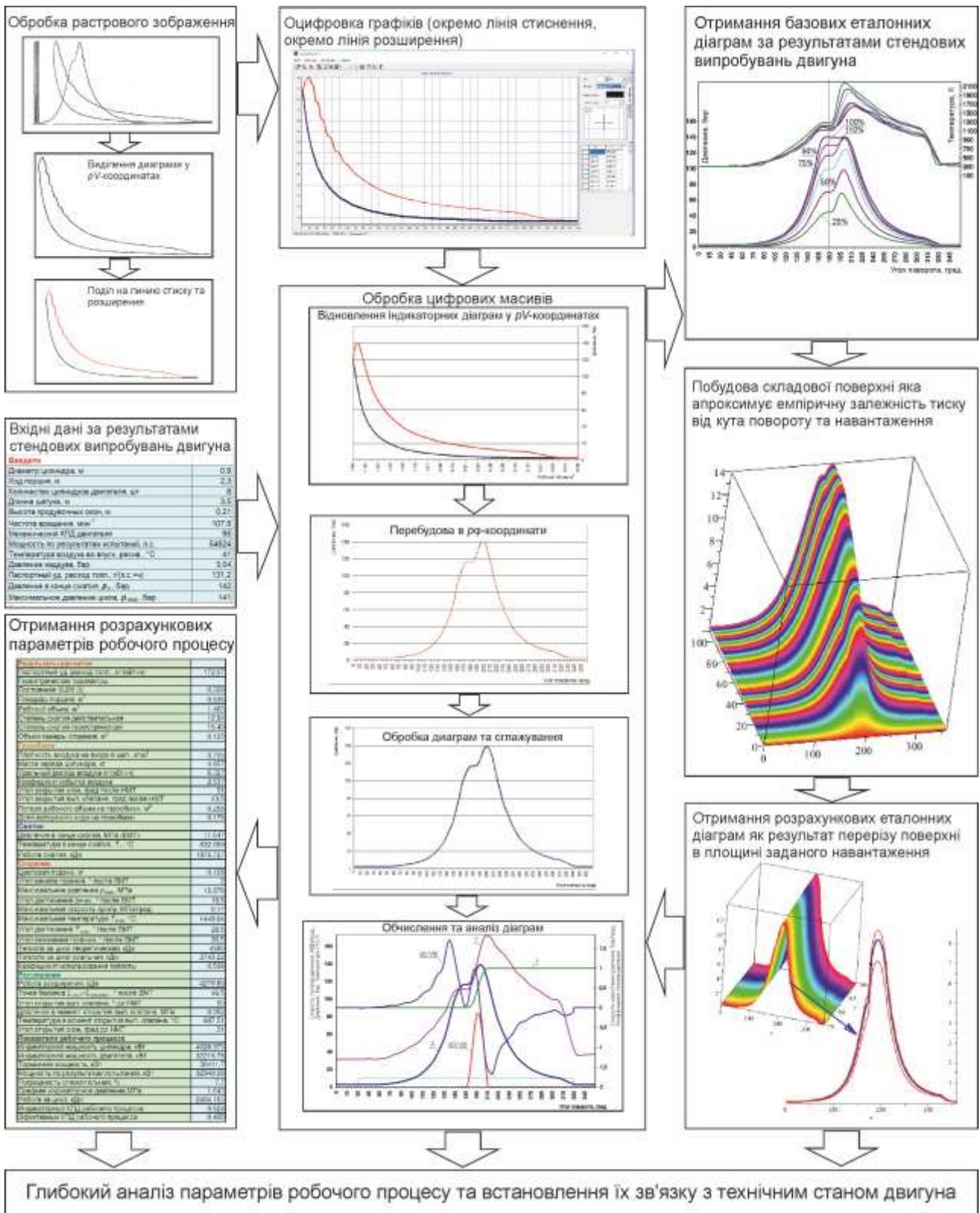


Рисунок 3 – Схема комплексного аналізу робочих процесів суднових двигунів заснованого на побудові та використанні тривимірних полігонів, що використовуються для отримання еталонних індикаторних діаграм для всіх режимів роботи двигуна

На рис. 4 наведено порівняння теоретично отриманої «еталонної» індикаторної діаграми з результатами стендових випробувань двигуна MAN 8K90MC-C при режимі 40% від MCR.

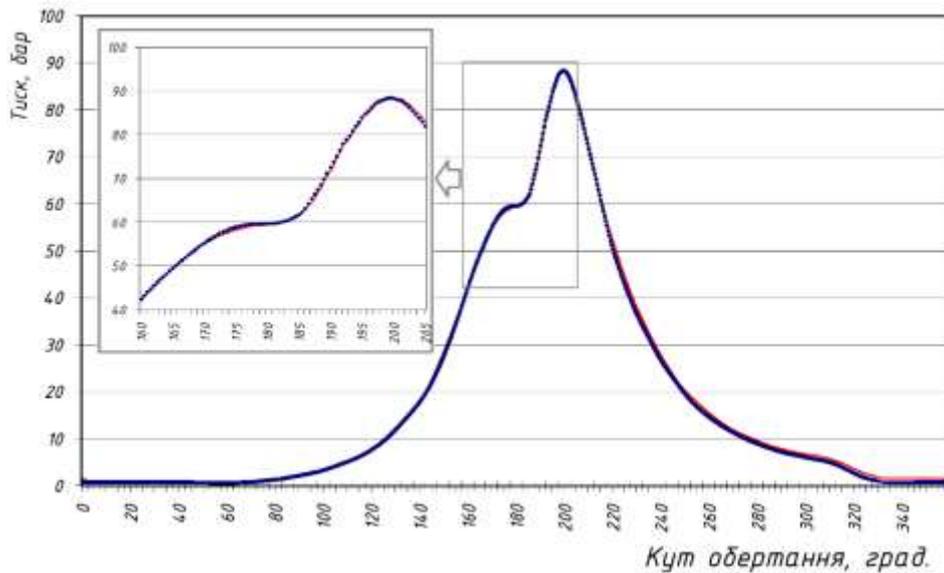


Рисунок 4 – Порівняння еталонної індикаторної діаграми, отриманої аналітично (сині точки), з результатами стендових випробувань двигуна MAN 8K90MC-C при режимі 40% від MCR (суцільна червона лінія) (заводський номер двигуна DML1-2046, який побудований у 2008 році корпорацією DOOSAN-MAN Diesel)

**Висновки.** Для оцінки технічного стану суднових малооборотних двигунів за параметрами робочого процесу розроблено методологію, що дозволяє аналізувати індикаторні діаграми, отримані як шляхом оцифрування растрових зображень з протоколів стендових випробувань двигуна, так і отриманих шляхом індиціювання електронними пристроями. Розрахунковий модуль, розроблений авторами, дозволяє визначити ряд показників, що характеризують робочий процес двигуна, які використовуються для діагностичних цілей. Обробка та аналіз індикаторних діаграм дозволяє отримати серію базових кривих, на основі яких формується цифровий профіль робочого процесу для всього діапазону робочих режимів у вигляді 3D поверхні. Використання профілю дозволяє аналітично отримувати «еталонну» індикаторну діаграму для будь-якого режиму його роботи та проводити індиціювання і оцінку стану двигуна на будь-якому режимі, відмінному від MCR.

В розглянутих випадках відносна похибка між експериментальними та теоретичними індикаторними діаграмами не перевищувала 4%, що цілком прийнятно для вирішення задач діагностування під час експлуатації суднових двигунів.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Суворов, П. С. (2017), Судовые двигатели внутреннего сгорания и их техническая эксплуатация, Одесса: ОНМА.
2. Одинцов, В. И., Кабыш, С. А. (2012), 'Диагностирование технического состояния дизелей по параметрам рабочего процесса', Вестник АГТУ, №1, С. 123–128.
3. Engine Indicators Type 50 and Type 30 – Operating Instructions. Part-No. 4651.98.00020, (2017), Friedrich Leutert GmbH & Co., Germany, Adendorf.
4. Off-line PMI System Pressure Analyser User's Guide. Reg. № 39661314, (2007), MAN Diesel, Denmark, Copenhagen, June.
5. Варбанец, Р. А. (2010), Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации. Диссертация докт. техн. наук, Одесская национальная морская академия, Одесса.
6. Білоусов, Є. В., Савчук, В. П., Тулученко, Г. Я. (2021), 'Аналітичний опис індикаторних діаграм'. Розвиток транспорту. № 1(8), с. 47–61. 10. Pawletko, R., Polanowski, S. (2014), 'Evaluation of Current Developments and Trends in the Diagnosis of Marine Diesel Engines Based on the Indicator Diagrams Analysis'. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 21, № 4, pp. 389–396.

## ОСОБЛИВОСТІ ПЕРЕВЕДЕННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN-B&W 6S50MC НА ВАЖКЕ ПАЛИВО МАРКИ IFO 380

Погорлецький Д.С., Кавун В.І.  
Херсонська державна морська академія, Україна

В останні роки перед компаніями судновласниками стала проблема зростання цін на паливо. У зв'язку з цим багато компаній почали розглядати питання застосування на судах більш дешеві важкі сорти палив, як альтернативу легким дорогим сортам. Ситуація, посилюється ще й тим, що якість судових важких палив загалом погіршується, через те, що нафтопереробні заводи підвищують виготовлення з нафти легких фракцій [1-5]. Одночасно зі зростанням цін і зниженням якості палива посилені вимоги до рівня викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами судових двигунів. У липні 2010 р. набула чинності нова редакція Додатку VI Міжнародної конвенції щодо запобігання забрудненню з суден (MARPOL 73/78), вона передбачає жорсткі вимоги до суден. Нововведення торкнулися майже всіх груп шкідливих викидів, включаючи і *NOx*.

На сьогоднішній день, згідно даних ІМО, середній вміст сірки в паливі 3,7 %. Під тиском судноплавних та нафтових компаній ІМО ухвалила рішення провести у 2019...2021р., огляд стану паливного ринку з погляду достатності постачання, вартості та потреби у важких сортах палива. Виходячи з отриманих даних, запланований загальносвітовий рівень 0,5 % може бути надалі переглянутий. Введення нових норм на викиди, додатково вплине на складну ситуацію на паливному ринку, а особливо на вартості важких низькосірчистих палив.

Існує думка, що переведення великотоннажних суден з дизельного та середньов'язкого палива на високов'язкі сорти палива (мазут) може знизити витрати на бункеровочне паливо. Зазначається, що нормальна робота судових двигунів із певними характеристиками може бути забезпечена досить широким діапазоном марок мазуту. Наприклад, це можуть бути не тільки мазути марок IFO 30 або IFO 180, але і порівняно дешевші IFO 250, IFO 380, IFO 420. Зазначені палива виготовляються із залишкових та середньодистилятних продуктів переробки нафти [1-4].

Данні зміни й стали вирішальним поштовхом для компанії Torm A/S Tuborg, Havnevej і оператора судна «TEAM CORRIDO», компанії Laurin Maritime (America) Inc, для переведення головного двигуна MAN-B&W 6S50MC, працюючого на сортах важкого палива марок IFO 80, IFO 120, IFO 180 на суттєво дешевше паливо марки IFO 380, для зниження собівартості морських перевезень та підвищення економічності судових двигунів. З огляду на це важкі палива мають низьку вартість (на 30...40 % нижчі від вартості легких сортів), а володіючи більшою щільністю, ніж легкі, дозволяють збільшувати масу бункеровочного палива і, отже, район плавання судна [1-5].

Застосування важких сортів палива для судових дизелів вимагає виконання низки умов, головні з яких:

- наявність спеціальної системи легкого (дизельного) палива для роботи дизеля на маневрах та при пуску;
- спеціальну систему підготовки палива, до якої входять відстій, фільтрація, сепарація та підігрів.

У зв'язку зі збільшення в'язкості використовуваного палива до 380 сСт, на судні може виникнути потреба встановлення додаткового паливопідігрівача, ця умова виконується для покращення експлуатаційних властивостей судового палива марки IFO 380 перед подачею його до двигуна, яке потребує підігріву у межах 115 °С...135 °С (паливо IFO 180 потребує температуру підігріву максимум до 105 °С) та забезпечення надійності судової енергетичної установки і саме системи паливопідготовки судового двигуна MAN-B&W 6S50MC. Відповідно до конвенції, бункерне паливо з високим вмістом сірки, яке постачається у великі світові центри бункерування з 2012 року, повинно містити не більше 3,5 % сірки; це нижче, ніж попередній максимальний вміст сірки 4,5 %. На світовому ринку, як правило, діють

аналогічні специфікації на дані сорти палива у всіх місцях розташування. Безаварійна робота паливної апаратури двигунів, за великих термінів її служби між профілактиками, є необхідною умовою надійності двигуна.

Відомі три основні групи причин появи несправностей: конструктивні, виробничі та експлуатаційні. Конструктивні та виробничі причини виходу з ладу паливної апаратури пов'язані з якістю матеріалу, його обробки, контролю та складання окремих вузлів. Експлуатаційні причини виходу з ладу паливної апаратури зазвичай полягають у поганій якості очищення палива, низькому рівні технічної експлуатації, наявності великих вібрацій двигуна. Таким чином, важкі умови роботи паливної апаратури висувають підвищені вимоги до трибо-технічних характеристик як самих прецизійних пар, так і палив, які використовуються в малооберткових двигунах [1-4].

Для підтвердження цього на судновому МОД MAN-B&W 6S50MC фірма «MAN-V&W» проводила випробування палив з різними трибо-технічними властивостями. За базову триботехнічну характеристику приймався умовний коефіцієнт тертя  $f_{tr}$ , який забезпечує паливо в парі тертя при випробуваннях [2-5]. Як експлуатаційні характеристики визначалися температура газів перед газотурбонагнітачем і максимальний тиск згоряння, які вимірювалися за допомогою штатних засобів діагностики. Ці параметри належать до основних, за якими відбувається регулювання робочого процесу дизеля та визначення навантаження по циліндрах [1-5]. Дослідження проводилися для різних сортів суднового палива: мало в'язкого MDO, середньо в'язкого IFO 180 та IFO 180-LS, важкого IFO 380 та IFO 380-LS. Результати досліджень наведено на (рис. 1, 2, 3).

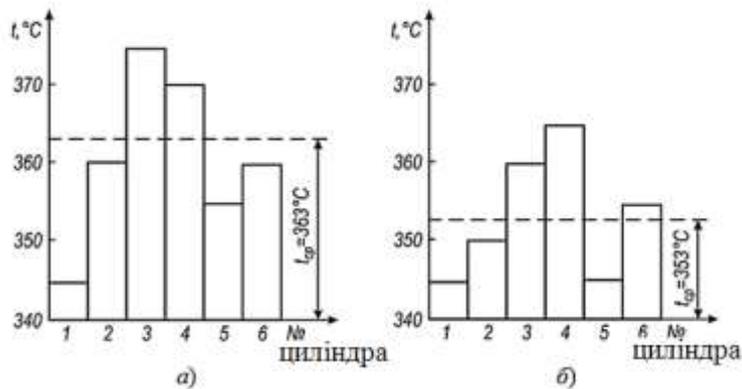


Рисунок 1 – Узгодження температури газів перед ГТН по циліндрах суднового дизеля під час роботи на різних паливах: а - високов'язке IFO 380; б – середньов'язке з низьким вмістом сірки IFO 180-LS

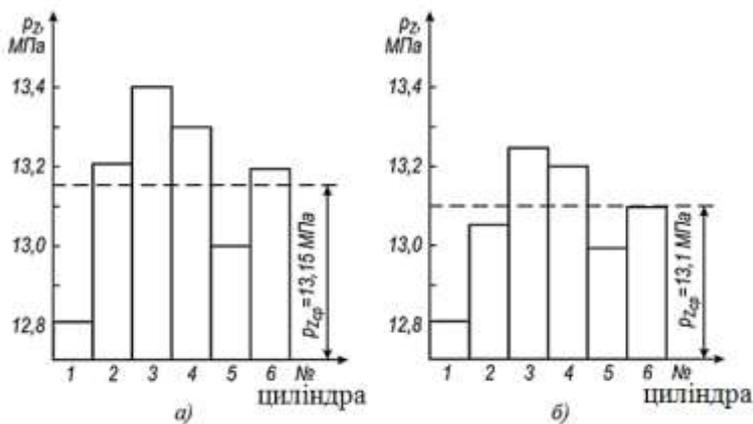


Рисунок 2 – Розузгодження максимального тиску згоряння по циліндрах суднового дизеля під час роботи на різних паливах: а - високов'язке IFO 380; б – середньов'язке з низьким вмістом сірки IFO 180-LS

Розглянемо отримані результати, збільшення коефіцієнта тертя  $f_{тр}$  для палив відбувається у відповідності зі збільшенням їх в'язкості та погіршенням їх фракційного складу (зокрема, зі зменшенням відсоткового складу вуглеводневих груп та збільшенням складу сірчистих сполук) [1-5]. При використанні палив з найгіршими трибо-технічними характеристиками зростає температура газів перед ГТН, а разом з нею і теплові навантаження на весь двигун. Зростання ступеня неузгодженості величини максимального тиску згоряння по циліндрах двигуна свідчить про підвищення трибо-технічних втрат в елементах паливної апаратури та гіршого розпилювання палива [5].

При застосуванні палив великої в'язкості під час перемикання дизеля з легкого палива на важке потужність дизеля не має перевищувати 75 % номінальної. Основною проблемою при переведенні судових дизелів на важке паливо з більшою в'язкістю, як відомо [1-5], є погіршення якості робочого процесу, це призводить до зростання витрати палива і масла на угар, до збільшення швидкості зношування циліндро-поршневої групи і паливної апаратури. При роботі на важких сортах палива, виникає проблема низької якості палива, що створює додаткові труднощі під час очищенні даного виду палива [1-4].

Поступовий перехід з одного виду палива на інше, зазвичай здійснюється протягом 20...40 хв. при частоті обертання колінчастого валу дизеля трохи більше 80...85 % номінального значення. Як правило, цього часу достатньо для нагрівання чи охолодження деталей прецизійних пар приблизно з однаковою швидкістю. Введення дизеля в режим після переведення на високов'язке паливо здійснюють відповідно до інструкції з експлуатації, після цього включають регулятор в'язкості палива. З'являється необхідність частіших регулювань паливної апаратури. ПНВТ регулюють на рівномірність подачі палива між циліндрами для мало обертових двигунів через 500...700 годин [1-5].

**Висновок.** Таким чином, при розгляді особливостей переведення судового двигуна MAN-B&W 6S50MC на важке паливо марки IFO 380, розкрито рекомендації до модернізації системи паливopідготовки важкого палива, у зв'язку з вимогою компанії Torm A/S Tuborg, Navnevej і оператора судна «TEAM CORRIDO» компанії Laurin Maritime (America) Inc, для переведення головного судового двигуна MAN-B&W 6S50MC, працюючого на сортах важкого палива марок IFO 80, IFO 120, IFO 180 на дешевше паливо марки IFO 380, для зниження собівартості морських перевезень та підвищення економічності судових двигунів, а основне це зменшення використання грошових коштів під час бункерування судна.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. ISO 8217:2010 Petroleum products - Fuels (class F) - Specifications of marine fuels (MOD) Fuel Standard for marine residual fuels.
2. Калугин В.Н. Рекомендации по переводу работы судовых дизельных установок на низкосернистые морские сорта топлива // Матеріали наук.-техн. конфер. «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт». - Одеса: ОНМА. - С. 94-101.
3. В ЕС хотят запретить использовать мазут в Арктике [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://thebarentsobserver.com/ru/arctic/2022/02/eu-wants-ban-heavy-fuel-arctic>.
4. Солодовников В.Г. Использование в судовых дизелях топлив различного фракционного и структурного состава // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. - 2014. - № 33. - Одесса: ОНМА. - С. 86-92.
5. Мацкевич Д.В., Заблоцкий Ю.В. Определение смазочной способности дизельных топлив // Судовые энергетические установки: Науч.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2011. – № 28. – С. 145–153.

## ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА НАДЛИШКУ ПОВІТРЯ В ДВОТАКТНОМУ ДВИГУНІ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ ПРИ ЗОВНІШНЬОМУ ТА ВНУТРІШНЬОМУ СУМІШОУТВОРЕННІ

Корогодський В.А.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

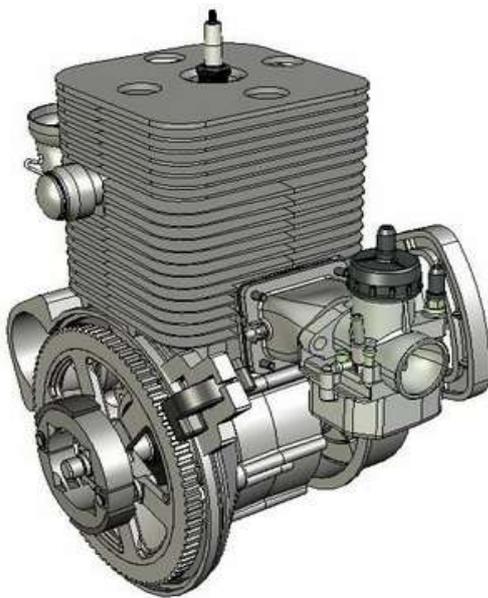
**Вступ.** Одним з основних напрямків виконання сучасних норм щодо викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами та зниженню витрати палива у двотактних двигунах з іскровим запалюванням є перехід від зовнішнього до внутрішнього сумішоутворення [1-3]. Застосування безпосереднього впорскування палива (БВП) дозволяє організувати внутрішнє сумішоутворення, яке створює умови для роботи двигуна на бідних паливоповітряних сумішах (ППС) [4].

**Актуальність досліджень.** Робота двотактного двигуна з іскровим запалюванням при внутрішньому сумішоутворенні забезпечує зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами та витрату палива у першу чергу за рахунок виключення втрат палива у випускну систему при продувці циліндра [5]. При цьому організація розширеного збідненого паливоповітряного заряду (РЗППЗ) у циліндрі двигуна дозволяє ефективно спалювати паливо [6]. З цієї точки зору величина коефіцієнта надлишку повітря визначає рівень техніко-економічних й екологічних показників двигуна, а його визначення обумовлює актуальність дослідження.

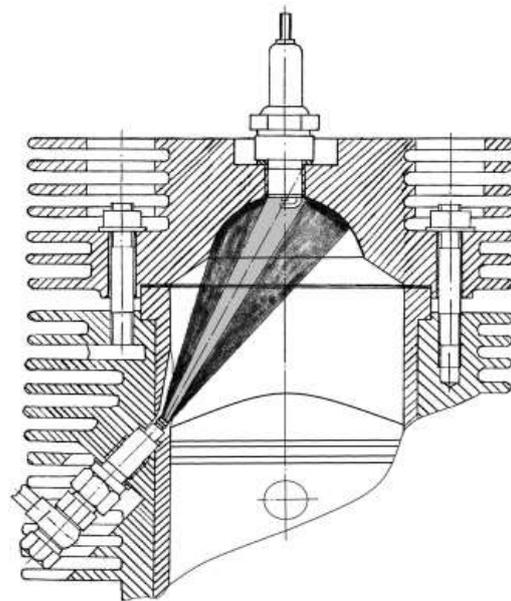
**Постановка задачі.** Визначити коефіцієнт надлишку повітря в циліндрі двотактного двигуна при зовнішньому та внутрішньому сумішоутворенні на режимах навантажувальної характеристики. Визначити коефіцієнт надлишку повітря в паливоповітряній суміші розширеного збідненого паливоповітряного заряду.

**Об'єкт дослідження.** Об'єктом дослідження є двотактний двигун 1Д 8,2/8,7 з іскровим запалюванням та двоканальною кривошипно-камерною продувкою. Двигун оснащений повітряним охолодженням.

Для реалізації зовнішнього сумішоутворення використовується карбюраторна система живлення (рис. 1а). Дійсний ступінь стиснення  $\epsilon_d = 6$ . Кут випередження запалювання  $\theta_3 = 27$  град. п.к.в. до ВМТ.



а) 1Д 8,2/8,7 з карбюратором



б) 1Д 8,2/8,7 з БВП та РЗППЗ

Рисунок 1 – Двотактний двигун 1Д 8,2/8,7 з зовнішнім та внутрішнім сумішоутворенням

Для організації внутрішнього сумішоутворення з РЗППЗ двигун обладнаний системою безпосереднього впорскування палива на базі паливного насоса НВР-1 (рис. 16) [7]. На двигуні з встановлена симетрична напівсферична камера згоряння, розташована в головці циліндра, яка забезпечує дійсний ступінь стиснення  $\epsilon_d = 11,3$ . У стінці циліндра навпроти випускного вікна розміщена паливна форсунка з клапанним розпилювачем. Вісь розпилювача форсунки спрямована на електроди свічки запалювання, яка встановлена у верхній частині напівсферичної камери згоряння по осі циліндра [8]. Момент впорскування бензину становить  $\varphi_{впор} = 224$  град. п.к.в. після ВМТ. Кут випередження запалення складає  $\theta_3 = 10$  град. п.к.в. до ВМТ.

**Методика дослідження.** Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  визначався по експериментальним даним, які отримано в лабораторії каф. ДВЗ НТУ «ХП» на режимах навантажувальної характеристики при  $n = 3000$  хв<sup>-1</sup>.

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря [9]:

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{M_{св.зар}}{B_{ц} \cdot M_0}, \quad (1)$$

де  $M_{св.зар}$  – маса свіжого заряду на впуску в двигун, кг;

$B_{ц}$  – циклова подача палива, кг;

$M_0$  – маса повітря, теоретично необхідна для повного згоряння палива, що знаходиться у циліндрі двигуна.

Коефіцієнт надлишку повітря в циліндрі двигуна [10]:

$$\alpha_{цил} = \frac{M_{св.зар}}{B_{ц} \cdot M_0} \cdot (1 - \nu), \quad (2)$$

де  $\nu$  – коефіцієнт витоку продувального повітря.

Осереднений коефіцієнт надлишку повітря в об'ємі ППС на момент її займання, що відповідає куту випередження запалювання  $\theta_3$  при подачі іскрового розряду на електроди свічки запалювання:

$$\bar{\alpha}_{ППС} = \frac{M_{повППС}}{B_{ц} \cdot M_{0ППС}}, \quad (3)$$

де  $M_{повППС}$  – маса повітря в об'ємі ППС, кг;

$M_{0ППС}$  – маса повітря, теоретично необхідна для повного згоряння палива, що знаходиться в об'ємі ППС, кг.

**Результати досліджень.** При організації зовнішнього сумішоутворення та використанні карбюраторної системи живлення значення сумарного коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha_{\Sigma}$  визначалися виходячи з вимірів витрати повітря на впуску в двигун та витраченого палива (рис. 2).

При зовнішньому сумішоутворенні двигун має кількісне регулювання потужності в усьому діапазоні навантажень ( $p_e = 0,174\text{--}0,45$  МПа) шляхом відкриття дросельної заслінки в карбюраторі. З підвищенням навантаження від  $p_e = 0,174$  МПа до  $p_e = 0,275$  МПа значення сумарного коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha_{\Sigma}$  збільшуються з 0,81 до 0,9 (1). У зоні середніх навантажень ( $p_e = 0,275\text{--}0,375$  МПа)  $\alpha_{\Sigma}$  практично не змінюється і знаходиться на рівні 0,9. При подальшому підвищенні до максимального навантаження ( $p_e = 0,45$  МПа) значення  $\alpha_{\Sigma}$  знижується до 0,85.

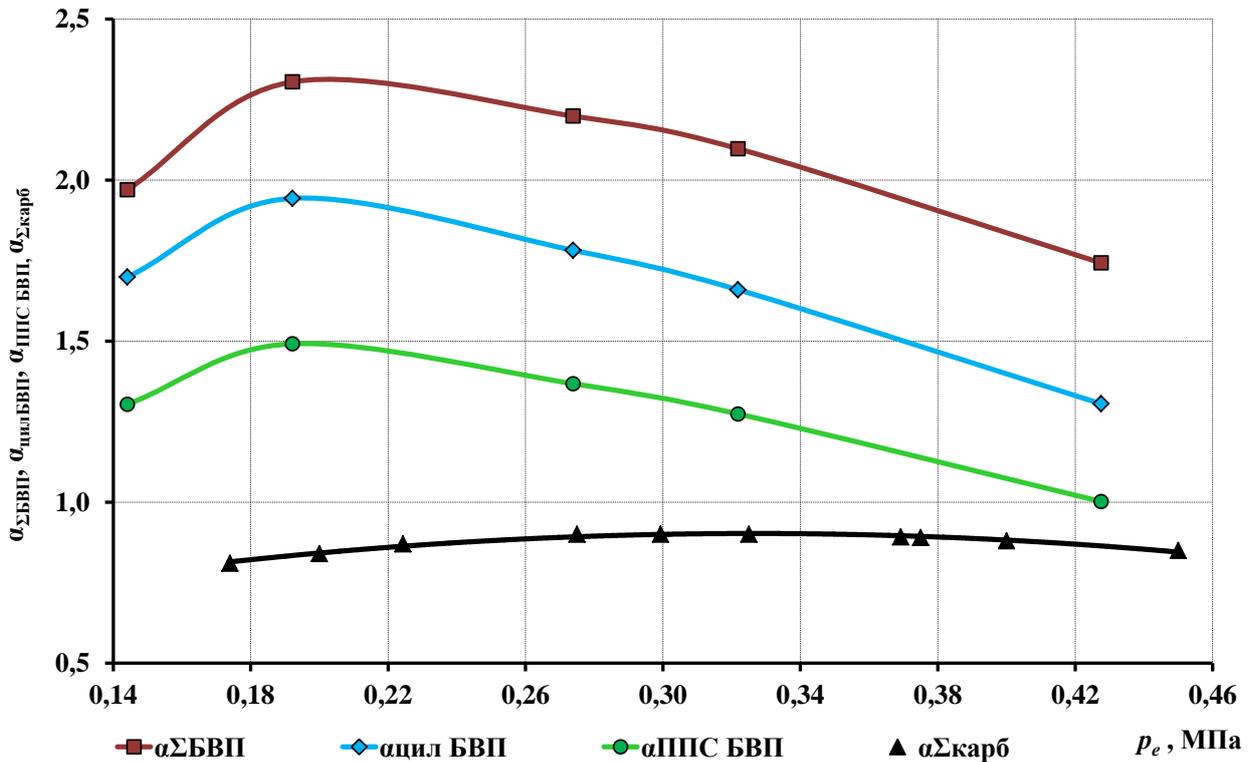


Рисунок 2 – Значення коефіцієнта надлишку повітря: сумарного ( $\alpha_{\Sigma}$ ), в циліндрі ( $\alpha_{\text{цил}}$ ) і в об’ємі паливоповітряної суміші ( $\alpha_{\text{ППС}}$ ) на режимах навантажувальної характеристики при  $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$

При внутрішньому сумішоутворенні значення сумарного коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha_{\Sigma}$  визначалися також за даними витрати повітря на впуску та витраченого палива (рис. 2). У зв’язку з виключенням втрат палива у випускну систему при продувці значення  $\alpha_{\Sigma}$  значно збільшуються. В зоні мінімальних навантажень ( $p_e = 0,144\text{--}0,192$  МПа)  $\alpha_{\Sigma}$  збільшуються з 1,97 до 2,3. При подальшому збільшенні навантаження до  $p_e = 0,428$  МПа  $\alpha_{\Sigma}$  зменшується до 1,74 (1).

На двигуні із внутрішнім сумішоутворенням, виходячи з встановлених значень витоку робочого тіла ( $v$ ) із циліндра при газообміні, визначено кількість повітря, що залишилося в циліндрі після закриття органів газорозподілу [11]. З урахуванням циклової подачі палива, розрахований коефіцієнт надлишку повітря в циліндрі двигуна ( $\alpha_{\text{цил}}$ ) (2).

При підвищенні навантаження від  $p_e = 0,144$  МПа до  $p_e = 0,192$  МПа  $\alpha_{\Sigma}$  збільшуються з 1,7 до 1,94. Зі збільшенням до максимального навантаження ( $p_e = 0,428$  МПа)  $\alpha_{\Sigma}$  зменшується до 1,3 (рис. 2).

З урахуванням того, що паливоповітряний заряд формується в об’ємі симетричної напівсферичної камери згоряння і виходячи з характеру руху повітря з циліндра в камеру згоряння на такті стиску на першому етапі досліджень у першому наближенні береться об’єм ППС постійним ( $V_{\text{ППС}} = 26,5 \text{ см}^3$ ). На підставі кількості повітря, що знаходиться в об’ємі ППС і з урахуванням циклової подачі кількості палива, яке було впорскнуто та випаровувалось, визначені значення коефіцієнта надлишку повітря в ППС ( $\alpha_{\text{ППС}}$ ) (3).

Результати значень  $\alpha_{\text{ППС}}$  на режимах навантажувальної характеристики при  $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$  показують, що при зниженні навантаження від  $p_e = 0,428$  МПа до  $p_e = 0,192$  МПа склад ППС збіднюється з  $\alpha_{\text{ППС}} = 1,00$  до  $\alpha_{\text{ППС}} = 1,49$ , а при подальшому зниженні до мінімального навантаження ( $p_e = 0,144$  МПа) ППС збагачується до  $\alpha_{\text{ППС}} = 1,30$  (рис. 2).

Розширенню границі збіднення ППС при організації РЗППЗ на режимах часткових навантажень до  $\alpha_{\text{ППС}} = 1,49$  ( $p_e = 0,192$  МПа) сприяє підвищений ступінь стиснення  $\epsilon_d = 11,3$ , інтенсивна турбулізація ППС і підведення повітря в зону горіння. Однак збільшення вмісту продуктів згоряння у робочому тілі [12] і відповідно зростання значень коефіцієнта

залишкових газів  $\gamma$  [13] як при зниженні до мінімального ( $p_e = 0,144$  МПа), так і при підвищенні до максимального навантаження ( $p_e = 0,428$  МПа) створює умови для збагачення ППС (рис. 2).

Експериментальні дослідження на двотактному двигуні 1Д 8,2/8,7 з іскровим запаленням, БВП та організацією РЗППЗ на режимах навантажувальної характеристики  $n = 3000$  хв<sup>-1</sup> показали зниження витрати палива до  $g_e = 252$  г / (кВт·год), зменшення у відпрацьованих газах СО до 0,04% та СН до 40 ppm [14].

**Висновки.** Застосування безпосереднього впорскування палива та організація розширеного збідненого паливоповітряного заряду дозволяє збільшити значення коефіцієнта надлишку повітря в циліндрі до  $\alpha_{\text{цил}} = 1,94$  та забезпечує збіднення паливоповітряної суміші до  $\alpha_{\text{ППС}} = 1,49$ , що у 2,3 та в 1,8 рази більше відповідно, ніж при зовнішньому сумішоутворенні.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Panchuk, M., Kryshchtopa, S., Panchuk, A., Mandryk, I., Sladkowski, A. (2019). Perspectives for developing and using the torrefaction technology in Ukraine. *International Journal of Energy for a Clean Environment*, 20(2), 113–134. doi: <https://doi.org/10.1615/InterJEnerCleanEnv.2019026643>
2. Panchuk, M., Kryshchtopa, S., Sladkowski, A., Panchuk, A. (2020). Environmental Aspects of the Production and Use of Biofuels in Transport. *Lecture Notes in Networks and Systems*, 124, 115–168. doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-42323-0\\_3](https://doi.org/10.1007/978-3-030-42323-0_3)
3. Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial/R. van Basshuysen (Hrsg.). – Wiesbaden (Deutschland): Springer Vieweg, 2013. – 465 s. doi: <https://www.springer.com/gp/book/9783658122140>
4. Alturki W. (2017). Four-Stroke and Two-Stroke Marine Engines Comparison and Application. *International Journal of Engineering Research and Applications*. Vol. 7, Issue 4, Part 3. pp. 49-56. doi: <https://doi.org/10.9790/9622-0704034956>
5. Heywood J. B. The Two-Stroke Cycle Engine: Its Development, Operation, and Design / J. B. Heywood, E. Sher. – New York (USA): Society of Automotive Engineers Inc., 1999. – 451 p.
6. Корогодський В.А. Визначення раціонального циклу та способу організації робочого процесу двигуна за навантажувальною характеристикою / В.А. Корогодський // Вісник ХНАДУ. – 2020. – Вип. 90. – С. 80-94. doi: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2020.90.0.80>
7. Корогодский В.А. Миниэлектростанция на базе двигателя с перспективным рабочим процессом / В.А. Корогодський // Залізничний транспорт України. – 2010. – №4. – С. 53-56.
8. Pat. WO 2009/044225 A1, IPC F02B 23/10. A Method of Mixing in a Combustion Chamber of an Internal Combustion Engine and a Spark-Ignition Direct-Injection Stratified Fuel-Air Charge Internal Combustion Engine / Korogodskiy V.A. (UA), Kyrylyuk I.O. (UA), Lomov S.G. (UA); applicants and patent holders Kulygin V.I. (UA), Korogodskiy, V.A. (UA), Kyrylyuk, I.O. (UA), Lomov, S.G. (UA). – International Application Number PCT/IB 2007/004105; priority date 03.10.2007; international publication date 09.04.2009.
9. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХП”, 2008. – 488 с.
10. Korohodskiy V, Voronkov A, Migal V, Nikitchenko I, Zenkin E, Rublov V and Rudenko N (2020) Determining the criteria and the degree of the stratification of the air-fuel charge in a cylinder of a spark-ignition engine during injecting fuel. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* **977** 012002, ISSN: 1757-8981 E-ISSN: 1757-899X, doi: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/977/1/012002>
11. Корогодський В.А. Експериментальне визначення коефіцієнта витоків робочого тіла при продувці циліндра у двотактному двигуні з іскровим запалюванням / В.А. Корогодський, О.В. Василенко, С.А. Цикра, С.В. Обозний // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – 2010. – Вип. 112. – С. 203–208.
12. Korohodskiy, V., Khandrymailov, A., Stetsenko, O. (2016). Dependence of the coefficients of residual gases on the type of mixture formation and the shape of a combustion chamber. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1 (5 (79)), 4–12. doi:

<https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.59789>

13. Ерощенко С.А. Определение коэффициента остаточных газов в двухтактном двигателе с искровым зажиганием / С.А. Ерощенко, В.А. Корогодский, А.А. Хандримайлов, О. В. Василенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 2. – С. 13–19.

14. Korohodskyi, V., Voronkov, A., Rogovyi, A., Kryshtopa, S., Lysytsia, O., Fesenko, K., Bezridnyi, V., Rudenko, N. (2021). Influence of the stratified fuel-air charge pattern on economic and environmental indicators of a two-stroke engine with spark ignition. *AIP Conf. Proc.: Transport, Ecology - Sustainable Development EKO Varna* Vol. 2439 (2021) 020011. ISSN: 0094-243X, E-ISSN: 1551-7616, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0068466>

## ВДОСКОНАЛЕННЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМ МАЩЕННЯ СУДНОВИХ ВИСОКООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

<sup>1</sup>Савчук В.П., <sup>1</sup>Курносенко Д.В., <sup>2</sup>Тулученко Г.Я., <sup>1</sup>Котов А.І.

<sup>1</sup>Херсонська державна морська академія, Україна

<sup>2</sup>Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна

**Вступ.** Суднові високообертові двигуни (ВОД) мають широке застосування в складі головних та допоміжних енергетичних установок сучасних суден. Виробниками таких двигунів є фірми Yanmar, Wärtsilä, Volvo Penta, Caterpillar, Mitsubishi Heavy Industries Engine & Turbocharger, Cummins, Scania та багато інших. Зображення судового ВОД Yanmar 12AUM-WGT представлено на рис. 1. Загальною властивістю систем мащення таких двигунів є «мокрый» картер та привід шестеренного масляного насосу від колінчастого валу двигуна.

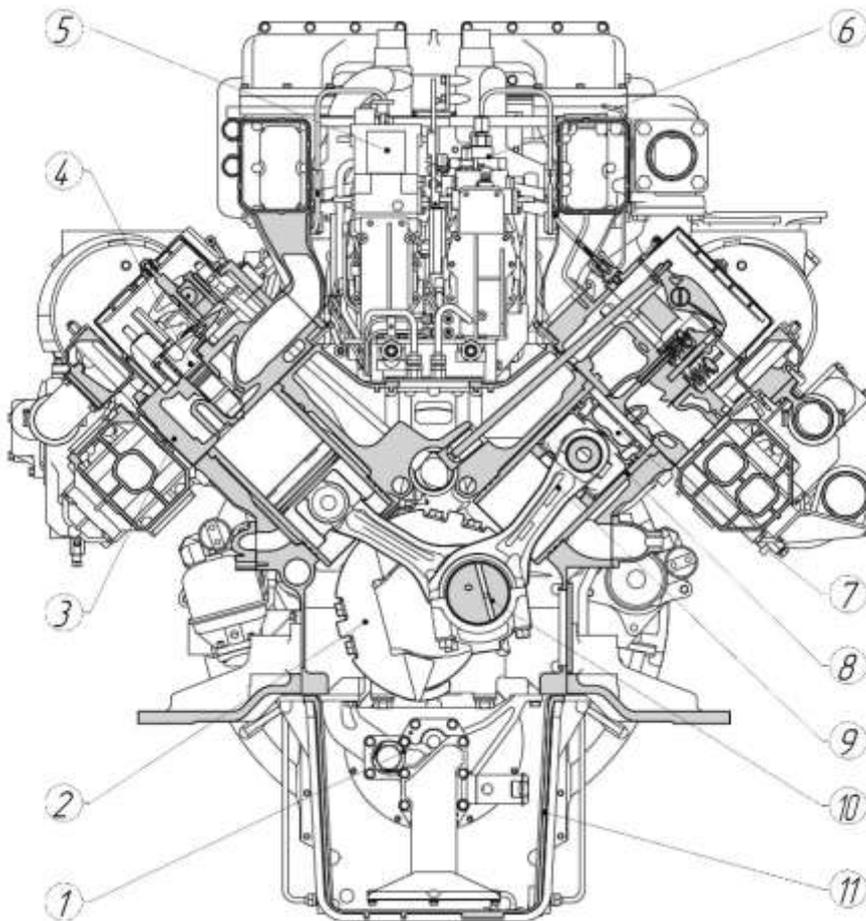


Рисунок 1 – Високообертовий двигун Yanmar 12AUM-WGT: 1 – насос масляний; 2 – противага колінчастого валу; 3 – кришка циліндра; 4 – паливна форсунка; 5 – регулятор гідравлічний; 6 – ПНВТ; 7 – поршень; 8 – циліндрова втулка; 9 – шатун; 10 – вал колінчастий; 11 – піддон масляний

Сучасний розвиток технологій надає можливості інтегрування систем безперервного моніторингу в судові двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) з метою визначення відхилень робочих параметрів двигуна та на ранніх етапах попередження появи відмов. Також використання таких систем моніторингу надає можливості запровадження виконання технічного обслуговування за фактичним станом, що виключає перевитрату як матеріальних так і людських ресурсів без зниження експлуатаційної надійності СДВЗ.

Умови експлуатації таких двигунів, на відміну від малообертових (МОД) та середньообертових (СОД), є більш різноманітними, що пов'язано із їх широким застосуванням на різних типах суден та в якості головних, допоміжних двигунів та у складі аварійних дизель-генераторів. Цей факт вказує на те, що характер зміни технічного стану деталей, наприклад головних двигунів (ГД) однієї моделі, що працюють на різних типах суден та, й відповідно, в інших умовах експлуатації, сильно відрізняється та потребує окремого підходу до проведення як профілактичних, так і ремонтних заходів. Деяко подібний підхід до експлуатації ДВЗ можна побачити для автомобільного транспорту, де строки проведення регламентних робіт, в залежності від умов експлуатації транспортного засобу, можуть відрізнятися більше, ніж в 2 рази, а обладнання електронними системами діагностування технічного стану двигунів забезпечує високий рівень їх безвідмовності.

Деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ) всіх без виключення ДВЗ впливають на їх безвідмовність вцілому. Вартість відновлення КШМ є зазвичай високою, а пошкодження його деталей у двигуна, що виконує функції головного, може призвести до втрати ходу судна. Тому запровадження штатних систем діагностування та моніторингу технічного стану деталей КШМ є перспективним напрямком підвищення експлуатаційної надійності ВОД, зменшення експлуатаційних витрат та, відповідно, підвищення ефективності експлуатації судна вцілому.

Одним із можливих напрямків підвищення експлуатаційної надійності КШМ суднових ВОД є вдосконалення систем моніторингу за станом елементів систем мащення. Результати теоретичних та експериментальних досліджень вказують на існування взаємного зв'язку між технічним станом елементів систем мащення і підшипникових вузлів, що змащуються під тиском, та характером пульсацій моторного масла.

**Основна частина.** При дослідженні доцільно розділити системи мащення ВОД на функціональні контури: подачі та очищення (і охолодження) моторного масла та розподілу моторного масла. Перший контур в класичних системах мащення ВОД складається з маслоприймача, масляного насоса шестеренного типу, що приводиться в дію від колінчастого валу, масляного фільтра, водомасляного теплообмінника, перепускового та запобіжного клапанів.

Працездатність контуру подачі та очищення (і охолодження) моторного масла залежить від ступеня забруднення сітки маслоприймача, ступеня зносу масляного насоса, налаштування запобіжного клапана та його технічного стану, характеристик масляного фільтра, які залежать від його заводських налаштувань, характеристик фільтрувального елемента та ступеня забруднення. Також необхідно враховувати температуру та властивості моторного масла. Тому, при складанні структурних схем контурів систем мащення, необхідно володіти такими даними як

- в'язкісно-температурна характеристика (ВТХ) моторного масла;
- характеристики масляного насоса;
- конструктивні та гідравлічні параметри масляного фільтра;
- характеристики запобіжного клапана;
- геометрія масляних каналів.

Дослідження гідравлічних характеристик елементів контуру подачі та очищення моторного масла здійснені на прикладі стаціонарного ВОД Д246.4, що входить до складу дизель-генераторної установки. Для моделювання масляної системи ВОД Д246.4 використовувався програмний комплекс GT-ISE. При виконанні дослідження було задано характеристики масляного насоса, масляного фільтра, запобіжного клапана та геометрії масляних каналів. Характеристики масляного фільтра, масляного насосу та запобіжного клапану було визначено за допомогою власних стендових випробувань.

При моделюванні характеристик *масляного насоса* використовується об'єкт *Pump-ExternalGear*, призначенням якого є визначення миттєвих пульсацій продуктивності шестеренного насоса зовнішнього зачеплення. Пульсація ідеального потоку розраховується на основі геометрії насоса та частоти обертання. Основні параметри зубчастого зачеплення масляного насоса двигуна Д246.4 приведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Основні параметри зубчастого зачеплення масляного насоса 240-1400010-Б-01

| Параметр                                  | Значення |
|---|----------|
| Передаточне відношення $i$                | 1        |
| Модуль $m$ , мм                           | 3,0      |
| Міжцентрова відстань $a_w$ , мм           | 35,75    |
| Кут зачеплення $\alpha_w$ , град          | 29,84    |
| Коефіцієнт перекриття $\varepsilon$       | 1,23     |
| Кількість зубів шестерні/колеса $z_1/z_2$ | 11/11    |
| Середній діаметр $d$ , мм                 | 33,0     |
| Основний діаметр кола $d_b$ , мм          | 31,01    |
| Ширина зуба $b$ , мм                      | 28,0     |

Масляний фільтр розділено на 3 об'єми, які в GT-SUITE розглядаються як окремі частини гідравлічного потоку: вхідний, зовнішній та внутрішній об'єми. В роботі застосовано характеристики масляного фільтра М-019 виробництва компанії Промбізнес (Україна). Геометричні параметри масляного фільтра М-019 представлено в табл. 2.

Таблиця 2 – Геометричні параметри масляного фільтра М-019

| Параметр                          | Значення |
|-----------------------------------|----------|
| Діаметр/висота фільтра, мм        | 98/128   |
| Зовнішній об'єм, см <sup>3</sup>  | 244      |
| Внутрішній об'єм, см <sup>3</sup> | 879      |
| Вхідний об'єм, см <sup>3</sup>    | 20       |
| Кількість вхідних отворів         | 8        |
| Діаметр вхідних отворів, мм       | 7        |

Більш складним при моделюванні є визначення характеристик запобіжного клапана. Найбільш розповсюдженими типами запобіжних клапанів в системах мащення тронкових ДВЗ є поршневі клапани. Моделювання їх дії в гідравлічних та пневматичних системах здійснюється шляхом представлення властивостей об'єктами, що визначають:

- характеристику циліндричних пружин стискування, які діють на поршень;
- масу та властивості контакту поршня та посадкової поверхні клапана;
- геометричні властивості напірного та дренажного отворів клапана.

Для представлення властивостей різноманітних клапанів в GT існує бібліотека шаблонів елементів пневматичних та гідравлічних систем. Запобіжний клапан в системі мащення двигунів Д245 (та їх модифікацій) виготовлено в корпусі масляного фільтра. В системі клапан встановлено безпосередньо після масляного насоса, що забезпечує можливість перепускати частину масла до масляного картера двигуна. Таким чином, на номінальному режимі навантаження на прогрітому двигуні підтримується нормоване значення тиску в головній масляній магістралі (0,25...0,35 МПа). Конструктивно клапан складається із безпосередньо запірного елемента – поршня, що перекриває зливний канал, циліндричної пружини стиснення, що забезпечує необхідне зусилля відкриття клапана та регулювального гвинта, яким здійснюється налаштування нормативного значення тиску в головній масляній магістралі. При моделюванні властивостей пружного елемента (циліндричної пружини), що контролює переміщення поршня клапана, зазвичай застосовується шаблон **FluidPistonAndSpring**. Цей об'єкт використовується для моделювання взаємодії між гідравлічним потоком і механічною системою. Конкретно цей шаблон моделює наступне:

- зусилля на приєднану масу внаслідок дії тиску в камері;
- зміну об'єму камери внаслідок витіснення маси;
- силу пружини.

Робоча діаграма та загальний вигляд пружини клапана приведено на рис. 3.

Всі результати комп'ютерного моделювання представлені за один повний цикл роботи масляного насоса при температурі моторного масла 100 °С.

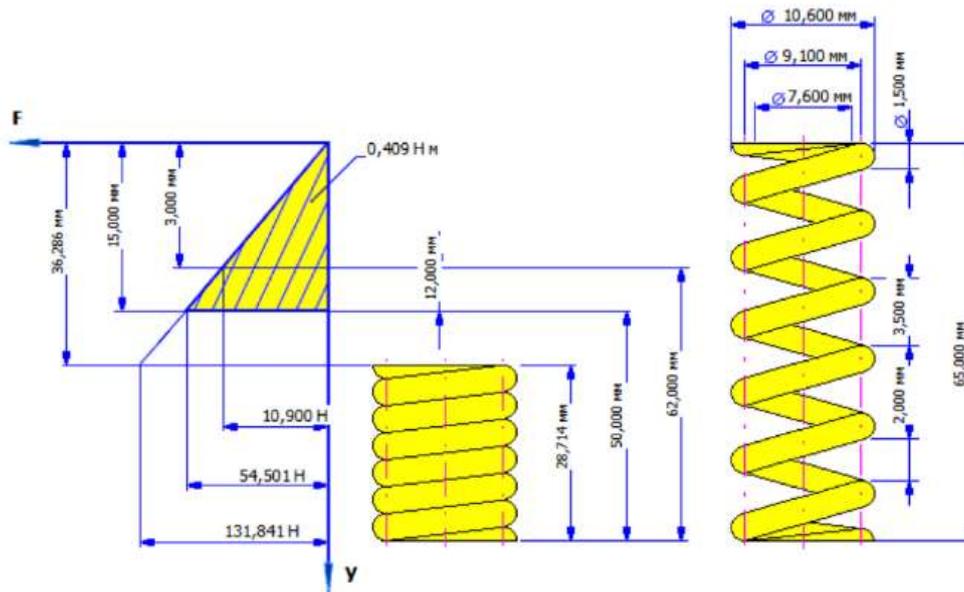


Рисунок 3 – Робоча діаграма пружини запобіжного клапана

Частотний аналіз результатів моделювання тиску перед масляним фільтром (об'єкт *FilterInlet*) вказує на те (рис. 4), що максимальна амплітуда тиску відповідає порядку гармоніки, що становить подвійну кількість зубів шестерні масляного насоса (22-й порядок).

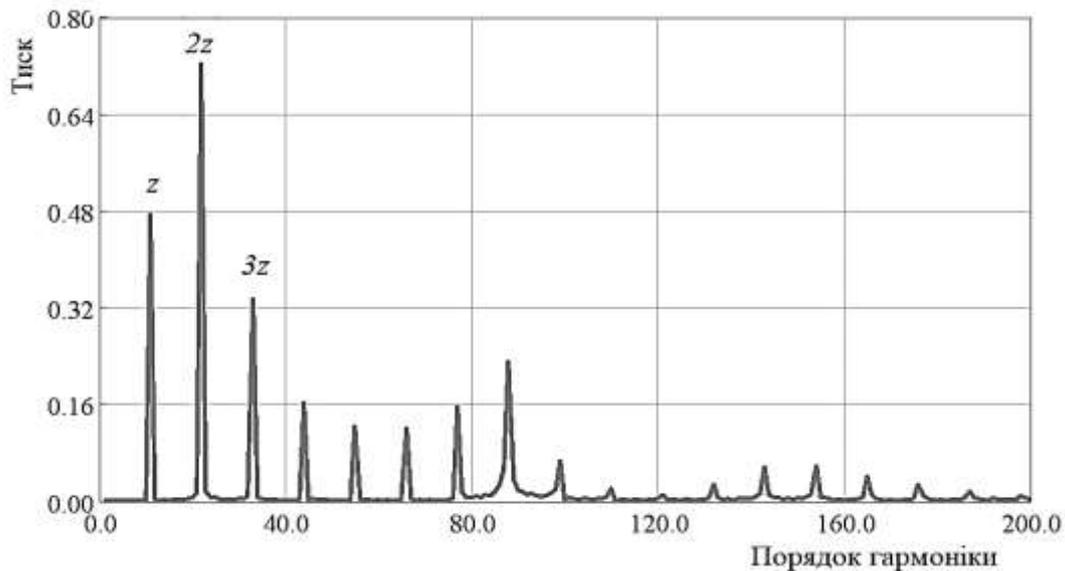


Рисунок 4 – Частотний аналіз пульсацій тиску в системі (об'єкт *FilterInlet*)

Результати дослідження витрати моторного масла через різні елементи контуру вказують на те, що, найбільша амплітуда досліджуваного показника має місце для на виході з масляного насоса, таким чином доцільним місцем встановлення діагностичних датчиків тиску, метою яких є визначення технічного стану масляного насоса та запобіжного клапана, є гідравлічна лінія перед масляним фільтром. При віддаленні від масляного насоса, амплітуда витрати та й, відповідно, амплітуда пульсацій тиску зменшуються та можуть стати неінформативним показником при діагностуванні даного масляного контуру.

У випадку заклинювання золотника запобіжного клапана, спектр пульсацій тиску на ділянці трубопроводу на виході з масляного насоса вказує на відсутність певної стабільної гармоніки для застосування при діагностуванні цієї відмови системи мащення (рис. 5).

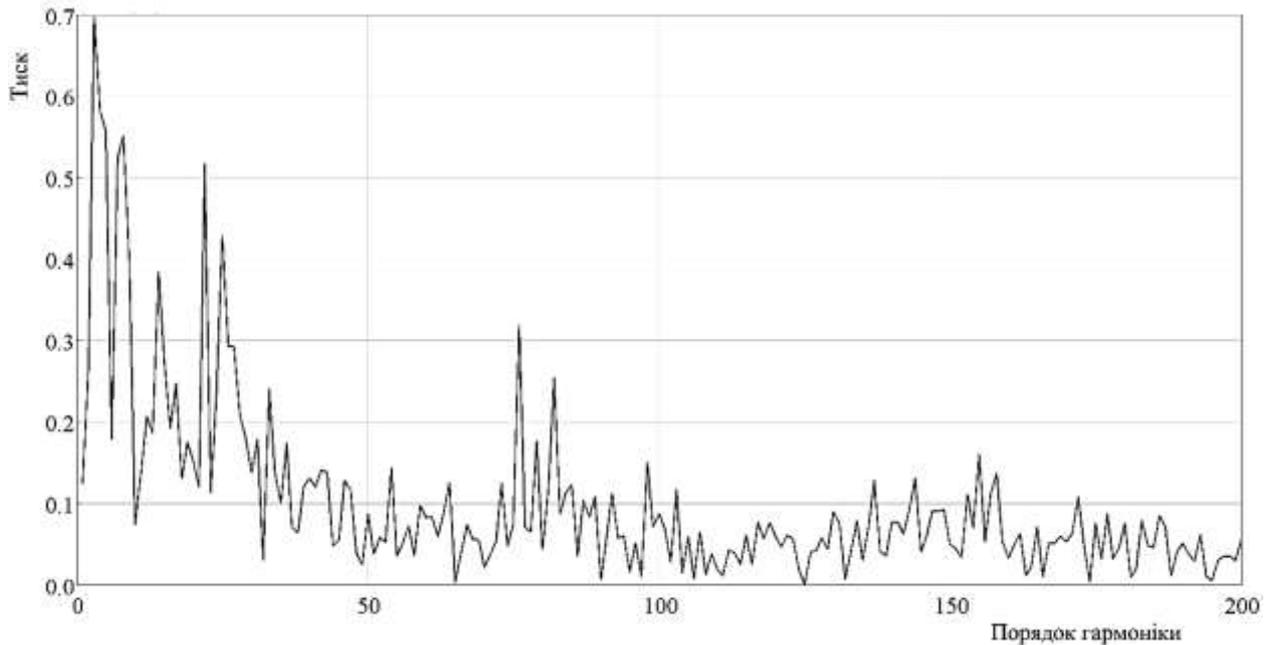


Рисунок 5 – Частотний аналіз пульсацій тиску в системі (об’єкт *FilterInlet*) для випадку заклинювання золотника запобіжного клапана у відкритому положенні

**Висновки та перспективи подальших досліджень.** Дослідження пульсацій тиску та зміни продуктивності в об’єктах контуру подачі та очищення моторного масла на прикладі дизельного двигуна Д246.4 дозволяє зробити наступні висновки:

- частотний аналіз пульсацій тиску є найбільш дієвим методом непрямого діагностування несправностей та відмов елементів системи мащення;
- для визначення працездатності масляного насоса та запобіжного клапана золотникового типу доцільно здійснювати безперервний моніторинг пульсацій тиску, що відповідають гармонікам порядку подвоєного числа кількості зубів масляного насоса;
- найбільш доцільним місцем встановлення датчика тиску є гідравлічна лінія між масляним насосом та фільтром.

З метою визначення зміни працездатності підшипників ковзання КШМ ВОД подальші дослідження необхідно проводити із урахуванням геометричних особливостей масляних каналів та відповідно підшипникових вузлів. Дослідження пульсацій моторного масла необхідно провести із урахуванням впливу забруднень маслоприймача, масляного фільтра, зносу підшипникових вузлів з метою виявлення їх впливу на параметри спектра.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Савчук, В. П., Кухаренок, Г. М., Курносенко, Д. В., Котов, А. І. (2020), 'Дослідження впливу конструктивних та експлуатаційних факторів системи мащення високообертових судових двигунів внутрішнього згоряння на характер пульсацій тиску масла'. Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: Міжнар. наук.-практ. конференція. Херсон 08-10 вересня 2020 р. Херсон, 2020, с. 208-211.
2. Soltani, R., Ghorbanian, J. (2010), 'A New Approach to Flow Network Analysis of an Engine Lubrication System'. The Journal of Engine Research, 18, pp. 12-19.
3. Seth, B., Field, N. (1984), 'Oil Pressure Signatures for Engine Lubrication System Monitoring'. SAE Technical Paper, Letter 840063, pp. 364-371. <https://doi.org/10.4271/840063>.
6. Gritsenko, A. V., Zadorozhnaya, E. A., Shepelev, V. D. (2018), 'Diagnostics of Friction Bearings by Oil Pressure Parameters During Cycle-By-Cycle Loading'. Tribology in Industry, 2, pp. 300-310. doi: 10.24874/ti.2018.40.02.13.

7. Dhar, Sujan, et al. (2022), 'Transient, Three Dimensional CFD Model of the Complete Engine Lubrication System'. SAE International Journal of Engines, vol. 9, issue 3, pp. 54-62.
9. Курносенко, Д. В., Савчук, В. П., Білоусов, Є. В., Дзигар, А. К., Котов, А. І. (2021), 'Стенд для дослідження параметрів елементів систем мащення високооберткових двигунів внутрішнього згоряння'. Двигуни внутрішнього згоряння, № 2, с. 73-79.
10. Manring, N. D., Kasaragadda, S. V. (2003), 'The Theoretical Flow Ripple of an External Gear Pump', Transactions of the ASME, pp. 396-404.
11. Курносенко, Д. В., Савчук, В. П., Білоусов, Є. В. (2021), 'Дослідження впливу характеристик масляних фільтрів типу «spin-on» на робочі параметри масляної системи'. Розвиток транспорту, № 4(11), с. 52-64. <https://doi.org/10.33082/td.2021.4-11.05>
12. Курносенко, Д. В., Савчук, В. П., Акімов, О. В., Котов, А. І. 'Призначення параметрів повнопоточних масляних фільтрів типу «spin-on» при комп'ютерному моделюванні систем мащення двигунів внутрішнього згоряння'. Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: Міжнар. наук.-практ. конф., 06-08 вересня 2021 р. Херсон, 2021, с. 266-269.

## АНАЛІЗ МЕТОДІВ ВИМІРЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПРИ ПРОВЕДЕННІ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Рябушенко О. В., Наглюк І. С., Шевцов Д.С.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

**Вступ.** Необхідність збору даних швидкості руху транспортних засобів на ділянках вулично-дорожньої мережі (ВДМ) міст є необхідною умовою як для моніторингу стану транспортного потоку в системах управління дорожнім рухом. Достовірні дані щодо розподілу швидкостей транспортних засобів потрібні для планування та підтримки рішень з оперативного керування дорожнім рухом, що впливає на показники ефективності функціонування транспортної системи в цілому. Широке розповсюдження технології вимірювання швидкості транспортних засобів набули в сфері контролю дотримання водіями встановленого швидкісного режиму. Таким чином, вимір реальних швидкостей автомобілів є поширеним і важливим завданням.

**Актуальність досліджень.** Проблема вимірювання реальних швидкостей транспортних засобів на ділянках доріг відноситься до складу таких, що вирішуються представниками багатьох галузей, пов'язаних з дорожнім рухом, у тому числі інженерами, менеджерами, дослідниками і представників правоохоронних органів [1].

Різні технології вимірювання швидкості мають певні переваги і недоліки. Оскільки всі пристрої, що використовуються для виміру швидкості, в тому числі портативні, або розміщені на дорозі, або встановлені на вимірювальних постах, значно відрізняються за точністю отримуваних даних, виникає необхідність вибору ефективних методів вимірювання в залежності від цілей моніторингу. Нехтування цими факторами може привести до невідповідностей вимірювальних даних реальним швидкостям транспортних засобів.

У зв'язку з означеним, можна вважати актуальним проведення аналізу існуючих методів вимірювання швидкості транспортних засобів на предмет ефективності їх використання при проведенні наукових досліджень в сфері організації та безпеки дорожнього руху.

**Постановка задачі.** При проведенні наукових досліджень найчастіше постає завдання у проведенні разових або повторюваних вимірювань на різних ділянках вулиць та доріг. Головною вимогою до технології вимірювання в такому разі стає невисока вартість обладнання та невелика трудомісткість отримання даних, оскільки зазвичай такі дослідження проводиться індивідуально або невеликим колективом вчених. А ось вимоги до точності результатів, та особливо, до їх чутливості до зовнішніх факторів може бути значно вищими, ніж, наприклад, при моніторингу стану транспортно потоку в системах управління дорожнім рухом, де зазвичай достатньо визначити лише якісний стан транспортного потоку.

В таких умовах, ще на етапі планування експерименту досліднику важливо знати переваги та недоліки існуючих технологій та методів вимірювання фактичних швидкостей транспортних засобів, щоб обрати найбільш доцільні, з урахуванням наявних в розпорядженні дослідника ресурсів, часу та потрібної якості результатів вимірювання. Відсутність знань про переваги та недоліки методів вимірювання швидкості часто вказується як загальна проблема як для транспортних дослідників, так і для співробітників, які займаються контролем дорожнього руху.

**Результати дослідження.** Існує декілька технологій вимірювання та відповідних вимірювальних пристроїв, які можна вважати потенційно доступними для виміру швидкостей транспортних засобів при проведенні наукових досліджень [2, 3].

Ручний підрахунок або також відомий як метод секундоміру все ще залишається одним із найбільш доступних в технічному плані методом визначення швидкості руху транспортних засобів. Для автомобіля, що проходить мірну ділянку обраної проїжджої частини, приводиться запис часу, необхідного для проїзду заздалегідь промаркованої мірної ділянки. В процесі

вимірювання спостерігач запускає і зупиняє секундомір в той момент, коли цільовий автомобіль перетинає початкові і кінцеві точки мірної ділянки (рис. 1).

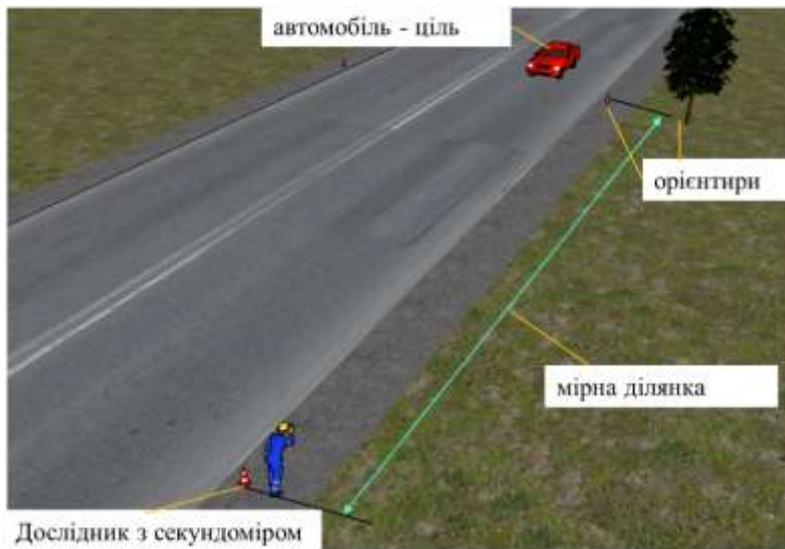


Рисунок 1 – Схема ручного вимірювання швидкості руху транспортних засобів

В цілому, системи автоматизованого вимірювання швидкості можна розділити на дві основні категорії залежно від їх методології: активні або пасивні. Активні системи фіксують швидкість, реагуючи на зміну сигналу, що генерується проїжджаючим автомобілем. Прикладом таких систем є використання датчиків на основі індукційно-котушкового контуру, радара або лазера. Проте, деякі з цих систем є дорогими і вимагають ретельного калібрування або спеціалізованого технічного обслуговування [1]. Системи на основі відео стали популярнішими завдяки технологічному прогресу в області відеокамер і комп'ютерних пристроїв, які стали ефективнішими, доступнішими і надійнішими [2, 3]. Крім того, економічна ефективність цих систем робить їх дуже конкурентоздатними в порівнянні з традиційними методами [4, 5].

Методи автоматизованих детекторів транспорту (RealCount системи) передбачають використання дорожніх датчиків, таких як заздалегідь встановлені петлі і дорожні трубки [1]. Такі технології доцільно використовувати при тривалих дослідженнях великої вибірки транспортних засобів, або моніторингу зміни швидкісних режимів протягом тривалого часу на певних ділянках ВДМ. Найбільш характерним прикладом є заздалегідь сформована петля, підключена до вимірювального пристрою, розташованого на узбіччі, який живиться від батареї напругою 12 вольт. Реєструюча петля може бути підключена до одноканального детектора петлі, який, у свою чергу, підключений до мікропроцесора [3].

Портативне вимірювальне устаткування, таке як радарний і лазерний пістолети, широко використовуються для тимчасового збору даних. Проте такі методи мають обмеження стосовно безпеки, вартості і впливу несприятливих погодних умов. Радарні пістолети і лазерні (лидарні) вимірювачі в якості фізичного явища для вимірювання швидкості використовують ефект Доплера. Ефективна вимірювальна відстань для пістолета радіолокації коливається від 60 метрів до 3000 метрів [4]. Радар-пістолет вимагає лінійного виду, щоб точно виміряти швидкість транспортного засобу і легко управляється однією людиною. Тому використання таких засобів є проблемним в умовах високої інтенсивності транспортного потоку, або якщо потрібна значна вибірка експериментальних даних. Лазерний пістолет або лідарний вимірювач - це технологія, яка видає серію інфрачервоних лазерних світлових імпульсів для виміру як відстані, так і швидкості цілі. Технічні прилади такого типу можна запрограмувати, щоб ігнорувати погодні явища, і вони можуть знімати через скло. Лазерний пістолет має вузьке поле зору, разом з тим надає більше можливостей для вибору цілі, тоді як радарний пістолет має широке поле зору, запрограмоване, щоб повідомити про найбільш масивні або найбільш швидкі транспортні засоби. В таблиці 1 наведено порівняльний аналіз методів

вимірювання швидкості, що можуть бути використанні на ділянках ВДМ міста при проведенні наукових досліджень.

Таблиця 1 – Порівняльна характеристика методів фіксації швидкості

| Методи                       | Переваги  | Недоліки  |
|------------------------------|---|---|
| Ручний підрахунок            | Відсутність спеціального обладнання<br>Необхідність встановлення орієнтирів<br>Необхідність вимірювання відстані<br>Низька точність при великих швидкостях ТЗ   | Необхідність встановлення орієнтирів<br>Необхідність вимірювання відстані<br>Низька точність при великих швидкостях ТЗ<br>Залежність точності від компетентності дослідника   |
| Контактні детектори (трубки) | Безперервний запис даних<br>Порівняльно низька вартість обладнання<br>Фіксація швидкості у пасивному режимі<br>Висока тривалість збору даних<br>Висока точність | Необхідність та складність монтажу обладнання<br>Складність використання в складних дорожніх умовах та на дорогах без покриття<br>Складності підрахунку багатовісних ТЗ<br>Руйнування та зношування трубок шинами автомобілів<br>Необхідність отримання дозволу |
| Лідарний пістолет            | Простота використання<br>Можливість вибору автомобіля-цілі в потоці<br>Порівняно висока вартість обладнання   | Вартість обладнання<br>Необхідність наведення на ціль<br>Необхідність прямої видимості<br>Схильність до впливу погодних умов<br>Необхідність вимірювання на відстані<br>Похибка косинусу  |
| Радарний пістолет            | Простота використання<br>Незалежність від погодних та дорожніх умов   | Неможливість вибору автомобіля в потоці<br>Випадкові погрішності від інших рухомих об'єктів   |
| Обробка відеозапису          | Відсутність спеціального обладнання<br>Повний охват транспортного потоку<br>Можливість використання сторонніх даних   | Трудомісткість обробки<br>Необхідність точних вимірів на ділянці дослідження<br>Необхідність врахування похибки перспективи на відеозаписі  |

Вимір швидкості автомобіля на основі технічного зору на даний момент є одним з найбільш зручних методів. Деякі системи виміру швидкості на основі відео аналізують послідовні відеокадри, щоб відстежити транспортний засіб і таким чином виміряти його швидкість [5].

При виявленні швидкості транспортних засобів на основі обробки відео розраховується швидкість транспортного засобу по довжині мірної ділянки і часу, який потрібно для в'їзду і виїзду цільових транспортних засобів із зони виявлення (рис 2).

В такому разі швидкість транспортного засобу визначатиметься за формулою:

$$V_{1-2} = \frac{S_{1-2}}{t_{1-2}} = \frac{S_{1-2} \cdot C}{N_2 - N_1} \quad (1)$$

де  $S_{1-2}$  - фактична відстань між орієнтирами 1 та 2, м;  $N_1$ ,  $N_2$  - номер кадру на відеозапису відповідно в момент проходження автомобіля повз орієнтири 1 та 2;  $C$  - частота кадрів відеозапису,  $c^{-1}$ .



Рисунок 2 – Приклад вимірювання швидкості ТЗ за даними відеоспостереження

Очевидними перевагами зазначеного методу є відсутність необхідності присутності дослідника безпосередньо на досліджуваній ділянці дороги та можливість використання сторонніх відеозаписів зі стаціонарних камер спостереження та можливість. Порівняно висока трудомісткість обробки даних може бути компенсована залученням значної кількості обробників.

**Висновки.** Таким чином, технологічні розробки в області технічних облаштувань для виміру швидкості досягли величезного прогресу останніми роками. Для дослідження швидкості транспортних засобів на ділянках доріг при проведенні наукових досліджень можуть використовуватися різні методи від ручного вимірювання та механічних детекторів транспорту до дистанційних вимірювальних пристроїв. Прилади дистанційного вимірювання швидкості стали надійнішими, точнішими, простішими у використанні і безпечним. Через ці причини такі пристрої з часом стануть більш привабливими для дослідників-науковців. Однак, в цілому вважається, що автоматизовані методики фіксації швидкості мають менші розбіжності або відхилення результатів, порівняно з використанням портативних приладів або ручною методикою підрахунку.

Слід відзначити, що остаточний вибір технології отримання даних залежить від таких факторів, як обмеження часу на дослідження, кількість дослідників, наявність матеріальних ресурсів, потрібного обсягу даних за місцями вимірювання та обсягом вибірки та ін.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Muhammad Akram Adnan, Norliana Sulaiman, Nor Izzah Zainuddin, Tuan Badrul Hisyam Tuan Besar. Vehicle speed measurement technique using various speed detection instrumentation. Business Engineering and Industrial Applications Colloquium (BEIAC), 2013. DOI:10.1109/BEIAC.2013.6560214
2. Gaurav Manori, Gurpreet Singh, Mahak Dushad, M. Vinod, Pallavi Choudekar, Vijay Kumar Tayal. Acoustic Detection of Rear Approaching Vehicles for Cyclists. International Conference on Power Energy, Environment and Intelligent Control (PEEIC), 2018. DOI: 10.1109/PEEIC.2018.8665557
3. Su Myat Paing, Su Su Yi Mon, Hla Myo Tun. Design And Analysis Of Doppler Radar-Based Vehicle Speed Detection. International journal of Scientific & technology research. Volume 5, Issue 06,2016.
4. Parma. K, "Survey of speed zoning practices: An informational report. Institute of Transportation Engineers. Washington, D.C," 2001.
5. M. S. Temiz , S. Kulur, S. Dogan. Real Time Speed Estimation from Monocular Video. International Archives of the Photogrammetry, Remote Sensing and Spatial Information Sciences, 2012. pp. 427-432.

## ПЕРЕОБЛАДНАННЯ БЕНЗИНОВОГО АВТОМОБІЛЯ В АВТОМОБІЛЬ З ТЯГОВИМ ЕЛЕКТРОДВИГУНОМ

Аргун Щ.В., Гнатов А.В., Сохін П.А., Гнатова Г.А.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

**Вступ.** Зростання цін на нафтопродукти та посилення екологічних норм дало поштовх розвитку гібридних автомобілів та електромобілів [1, 2]. Корпоративний автотранспорт, електронавантажувачі, автомобілі служби доставки та міської поштової служби, особисті автомобілі, мінівантажівки та автобуси з електроприводом, оснащені потужними, більш ефективними і надійними електродвигунами та тяговими акумуляторами поступово замінюють транспорт з двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ) [3, 4].

**Актуальність досліджень.** Відмова від автомобілів з ДВЗ на користь електромобілів – це актуальне завдання автовиробників майже всього світу [5]. Наразі все більша кількість автомобілістів пересідає на екологічні, економічні та зручні в експлуатації автомобілі з тяговими електродвигунами, але незважаючи на це, придбати електромобіль поки що можуть далеко не всі через його високу вартість. Особливо це стосується бідних країн і країн з низьким розвитком економіки. Саме тому у світі спостерігається зростання кількості приватних розробок з переобладнання звичайних автомобілів в електромобілі власними силами з використанням наявних комплектуючих і обладнання. В багатьох випадках таке переобладнання є більш дешевшим, ніж придбання готового електромобіля, однак має ряд недоліків, які треба зважити і врахувати [6–9].

**Постановка задачі.** Метою роботи є дослідження можливостей переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль.

Для досягнення зазначеної мети в роботі необхідно дослідити основні компоненти для переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль.

**Результати досліджень.** Проведений аналіз методів переобладнання автомобіля в електромобіль дозволяє сформулювати переваги і, що важливіше, передбачити проблеми і незручності, які під час, так і після такого переобладнання, а саме те, що:

- процес переобладнання займає час і потребує фінансових вкладень;
  - зазвичай вага автомобіля збільшується, а вільний простір в кузові автомобіля зменшується через встановлення тягової акумуляторної батареї (ТАБ), від габаритів якої залежить пробіг автомобіля без підзарядки;
  - треба передбачити і облаштувати постійне місце зарядки електромобіля (за можливості за пільговим нічним тарифом);
  - термін служби ТАБ – найдорожчого елементу електромобіля – є обмеженим (від 2 до 12 років);
  - після переобладнання виникає необхідність у офіційній перереєстрації автомобіля;
  - при плануванні поїздок на переобладнаному автомобілі треба буде постійно враховувати обмежений пробіг на одній зарядці і час підзарядки, який здебільшого є доволі довгим, якщо порівнювати з часом, який необхідний для заправки паливом автомобіля з ДВЗ.
- Зазначені проблеми і недоліки переобладнання, а також особисті потреби власника автомобіля у середньодобовому пробігу та умови використання (наприклад, експлуатація в місті або потреба в пересуванні на великі відстані тощо) дозволяють кожному автовласнику особисто зробити висновок чи є сенс у переобладнанні автомобіля з ДВЗ в електромобіль [9–11].

Основні витрати при переобладнанні автомобіля з ДВЗ на електромобіль складаються з витрат на

- тяговий електродвигун;
- контролер та блоки управління;
- обігрівач салону;
- тягову акумуляторну батарею [12];

– інші комплектуючі у відповідності до обраної компоувальної схеми, зокрема, різноманітні дроти, перехідники, системи кріплення тощо.

Переобладнання автомобіля за вартістю переробки, станом на початок 2022 р., умовно можна розділити на 3 категорії [9, 13]:

– ЕКОНОМ (ціна від 135 тис. грн. до 245 тис. грн.) – пробіг на одному заряді до 80 км при максимальній швидкості 90 км/год. Час зарядки ТАБ від 1,5 год до 2 год;

– БАЗОВИЙ (ціна від 24,5 тис. грн.) – пробіг на одному заряді від 150 км до 200 км, максимальна швидкість понад 150 км/год, передбачене встановлення системи рекуперації, пристроїв швидкої зарядки, спеціальних контролерів на "Android" та GPS. Швидка зарядка триває близько 1 год;

– ПРЕМІУМ (ціна від 595 тис. грн.) – пробіг на одному заряді від 350 км і вище, максимальна швидкість понад 200 км/год, встановлення системи рекуперації, пристроїв швидкої зарядки, спеціальних контролерів на "Android", швидка зарядка – 1 год, інші функції.

Після вибору категорії переобладнання вирішується питання щодо потужності електричної тягової установки. Для цього необхідно врахувати сили, які діють на автомобіль під час руху:  $F_T$  – сила тяги;  $F_{TP}$  – сила тертя;  $F_{ОП}$  – сила опору повітря [9, 14].

При визначенні потужності електродвигуна для тягової установки електромобіля, перш за все, слід зазначити, що вона розраховується у відповідності до швидкості автомобіля. Тобто, спочатку потрібно задатися швидкістю електромобіля, а потім на цю швидкість розраховується потужність електродвигуна [9].

В роботі проведено розрахунки потужності електродвигуна для електромобіля ЗАЗ "Sens/Lanos". Результати розрахунку потужності електродвигуна електромобіля для різної швидкості наведені у Таблиці 1 [9]. Дані, що приведені у Таблиці 1 розраховані у припущенні, що дорога не має ухилу.

Загальний ККД дорівнює 0,65. Акумуляторна батарея повинна віддавати більше електроенергії для здійснення руху автомобіля, бо її частина витрачається на опір тертя у вузлах, тепловіддачу, втрати в контактах тощо).

За результатами розрахунків побудовано криву залежності потужності електродвигуна, необхідну для руху електромобіля, від швидкості руху, рис. 1 [9].

Бажано вибирати двигун на ту потужність, яка наведена (в залежності від швидкості) в Таблиці 1, 4-а колонка. Адже при постійній роботі на номінальній потужності з виходом на перенавантаження (наприклад, при русі електромобіля по нерівній дорозі), двигун буде перегріватися. Тому потрібно мати запас потужності електродвигуна, що забезпечить його довгу і ефективну роботу у різноманітних дорожніх умовах.

Таблиця 1 – Розрахункові значення потужності тягового електродвигуна електромобіля [9]

| $P$ , Вт | $V$ , км/год. | ККД  | $P_{\text{реал.}}$ , Вт |
|----------|---------------|------|-------------------------|
| 879,03   | 10            | 0,65 | 1352,36                 |
| 1821,94  | 20            | 0,65 | 2802,98                 |
| 2892,58  | 30            | 0,65 | 4450,12                 |
| 4154,83  | 40            | 0,65 | 6392,05                 |
| 5672,56  | 50            | 0,65 | 8727,02                 |
| 7509,64  | 60            | 0,65 | 11553,29                |
| 9729,93  | 70            | 0,65 | 14969,13                |
| 12397,32 | 80            | 0,65 | 19072,80                |
| 15575,66 | 90            | 0,65 | 23962,55                |
| 19328,82 | 100           | 0,65 | 29736,65                |
| 23720,68 | 110           | 0,65 | 36493,36                |
| 28815,11 | 120           | 0,65 | 44330,94                |
| 34675,97 | 130           | 0,65 | 53347,65                |

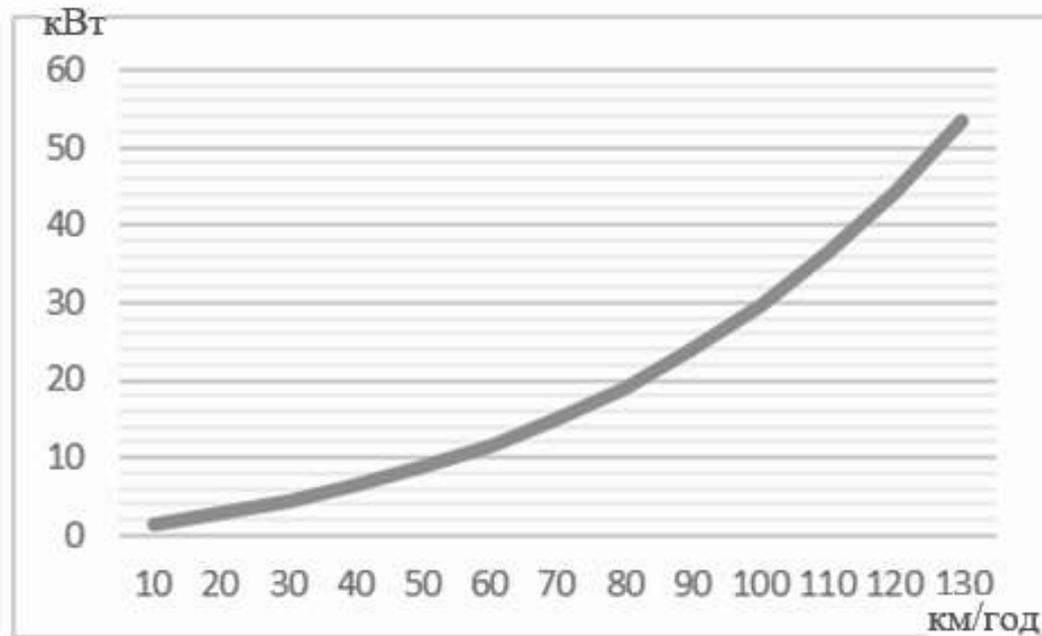


Рисунок 1 – Залежність потужності електродвигуна від швидкості електромобіля [9]

**Висновки.** Проведено дослідження можливості переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль. Розглянуто основні елементи процесу переобладнання.

Проведено аналіз та запропоновано послідовність дій щодо визначення потужності електродвигуна для електромобіля. На прикладі ЗАЗ "Sens/Lanos" проведено розрахунок потужності тягового електродвигуна для переобладнаного електромобіля. Побудовано графічну залежність потужності тягового електродвигуна від швидкості електромобіля.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Migal, V., Arhun, S., Hnatov, A., та ін. Substantiating the criteria for assessing the quality of asynchronous traction electric motors in electric vehicles and hybrid cars. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*. 2019. Вип. 36, № 10. С. 989–999.
2. Mauger, A., Julien, C., Paoletta, A., та ін. Recent progress on organic electrodes materials for rechargeable batteries and supercapacitors. *Materials*. 2019. Вип. 12, № 11. С. 1770.
3. Wolff, S., Madlener, R. Driven by change: Commercial drivers' acceptance and efficiency perceptions of light-duty electric vehicle usage in Germany. *Transportation research part C: emerging technologies*. 2019. Вип. 105. С. 262–282.
4. Christensen, L., Klauenberg, J., Kveiborg, O., та ін. Suitability of commercial transport for a shift to electric mobility with Denmark and Germany as use cases. *Research in Transportation Economics*. 2017. Вип. 64. С. 48–60.
5. Аргун, Щ., Гнатів, А., Марченко, Д. Энергосберегающие технологии на автобусном транспорте: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2017.
6. Del Pero, F., Delogu, M., Pierini, M. Life Cycle Assessment in the automotive sector: A comparative case study of Internal Combustion Engine (ICE) and electric car. *Procedia Structural Integrity*. 2018. Вип. 12. С. 521–537.
7. Как переделать обычный автомобиль в электрический своими руками: бюджетный вариант. веб-сайт. URL: <https://www.techinsider.ru/vehicles/537334-kak-sdelat-elektromobil-iz-obychnogo-avtomobilya/TechInsider>, (дата звернення: 05.09.22).
8. Гнатів, А. В., Аргун, Щ. В., Улянець, О. А. Електромобілі–майбутнє, яке вже настало. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2017. № 11. С. 24–28.
9. Hnatov, A., Arhun, S., Hnatova, H., та ін. Переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль. *Vehicle and electronics. Innovative technologies*. 2022. № 21. С. 22–30.

10. Hnatov, A., Arhun, S., Ponikarovska, S. Energy saving technologies for urban bus transport. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 2017. Вип. 14, № 4. С. 4649–4664.
11. Hnatov, A., Arhun, S., Tarasov, K., та ін. Researching the model of electric propulsion system for bus using Matlab Simulink19.
12. Hnatov, A., Arhun, S., Ulyanets, O., та ін. Ultracapacitors Electrobus for Urban Transport18. С. 539–543.
13. Навсегда забыть о бензине: украинцы переделывают старые авто в современные электромобили. веб-сайт. URL: <https://grzegorz.livejournal.com/504526.html> (дата звернення: 05.09.22).
14. Arhun, S., Borodenko, Y., Hnatov, A., та ін. Choice of Parameters for the Electrodrive Diagnostic System of Hybrid Vehicle Traction. *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*. 2020. Вип. 57, № 4. С. 3–11.

УДК 681.518.5

## МОНІТОРИНГ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВОДІЯ, ЯК СКЛADOVA ЧАСТИНА КОМПЛЕКСНОГО КОНТРОЛЮ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Худяков І.В., Гришук І.В., Манжелей В.С., Котов А.І.  
Херсонська державна морська академія, 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 Myscarevent (ЕС) [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.

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.

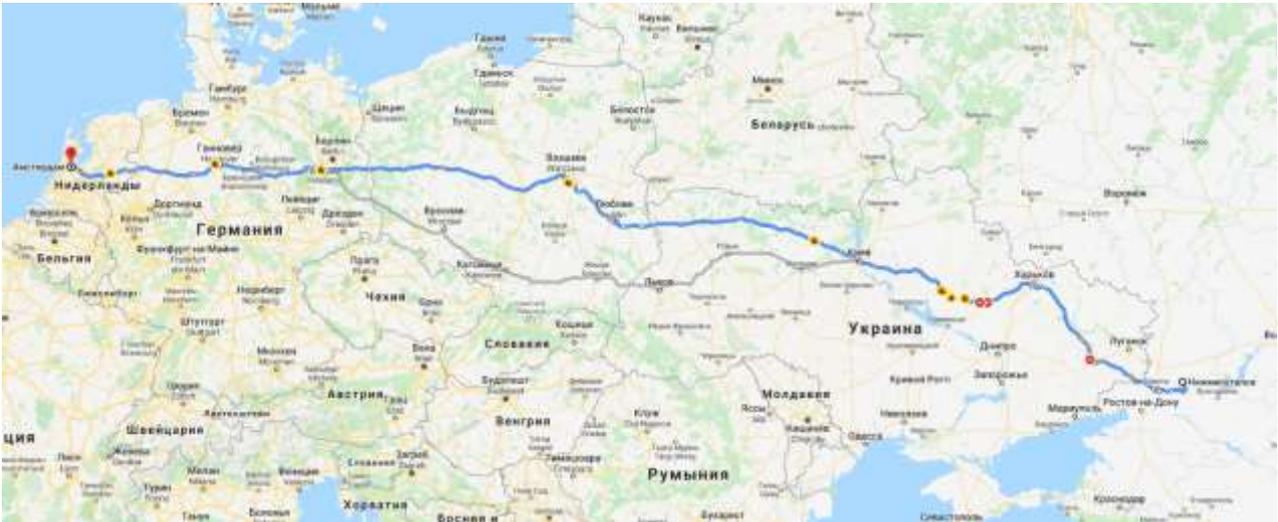


Рисунок 1 – Трекінг ТЗ на мапі спостереження час рейсу ТЗ за маршрутом Амстердам (Нідерланди) – Нижнєпотапів (Україна)

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.

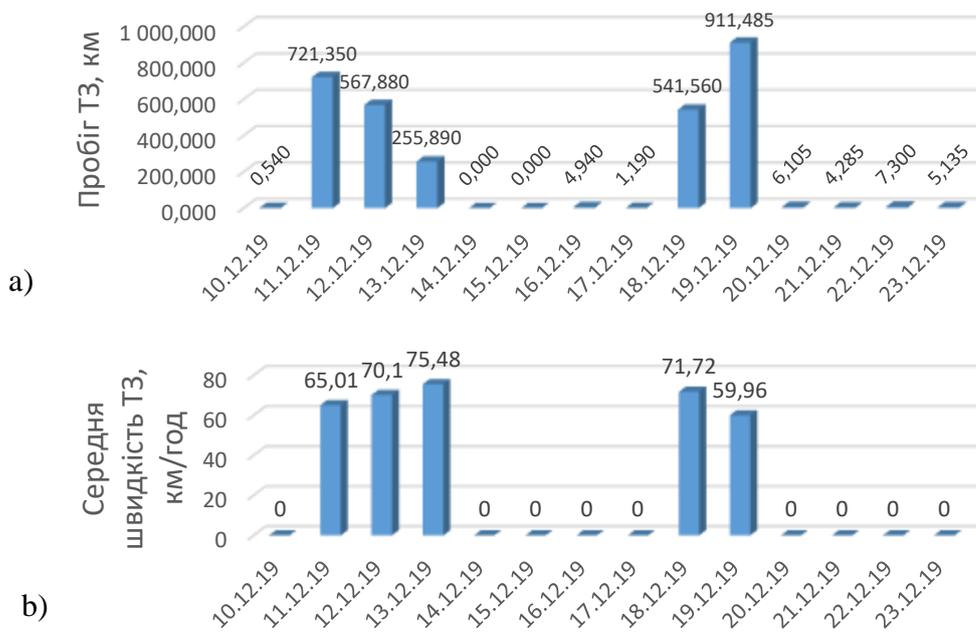
В результаті проведеного аналізу отриманих результатів моніторингу параметрів технічного стану ТЗ [14], а саме витрати палива, швидкості та РПВВ, можливо впевнено говорити, що:

- 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.

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 палива |
|---------------|--------------------|-----------------------|-----------------|------------------------|-----------------------|---------------|-------------------|------------------------|
|               | 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        |                   |                        |
| <b>РАЗОМ:</b> | <b>47:53:00</b>    | <b>288:07:00</b>      | <b>3027,660</b> |                        |                       | <b>899,00</b> | <b>66,7</b>       | <b>29,9</b>            |



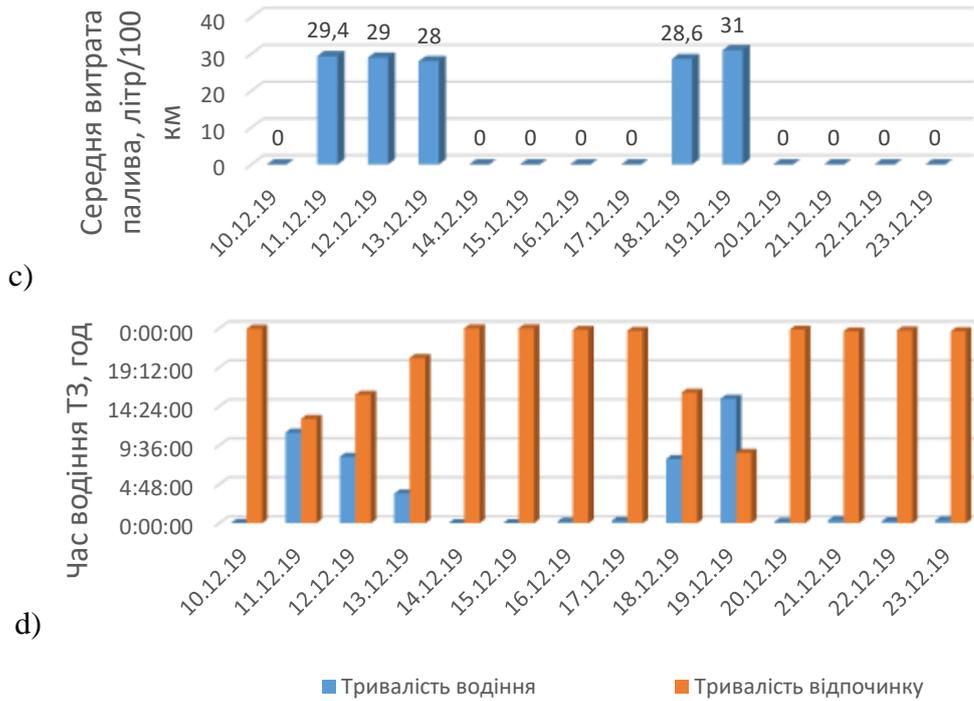


Рисунок 2 – Моніторинг основних параметрів експлуатації ТЗ: а) результати реєстрації пробігу ТЗ під час спостереження, б) середня швидкість, с) середня витрата палива, д) результати реєстрації основних режимів праці та відпочинку водія за період спостереження

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.

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 (автобуса) 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. Системотехніка 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 Харьков: 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/](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, Gerlicí 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.

## РОБАСТНЕ ЧАСТОТНЕ КЕРУВАННЯ СУДНОВОЇ КОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ

Хлопенко М.Я.

Херсонська державна морська академія, Україна

**Вступ.** В теперішній час інтерес до вивчення частотного керування суднових поршневих компресорних установок безперервно зростає. Це продиктовано необхідністю зниження витрат електроенергії на вимушені параметричні коливання кутової швидкості жорсткого валу, що складається з ротора асинхронного електродвигуна, колінчастого валу КШМ компресора та маховика. Ці коливання кутової швидкості при роботі компресора збуджуються спільною дією на жорсткий вал крутного моменту двигуна сил тертя, газових сил і сил тяжіння, що періодично повторюються з частотою обертання валу. Вони знижуються до допустимих значень потужним маховиком. Однак через велику інертність маховика витрати електроенергії при пуску компресора помітно зростають. Вони також зростають на сталому режимі при зміні робочих параметрів двигуна в процесі нагріву його обмоток. Тому виникає необхідність автоматичного регулювання кутової швидкості жорсткого валу компресора. Таке регулювання при частотному та векторному керуваннях наводиться у працях [1, 2]. Однак теоретичний інтерес представляє робастне керування компресорної установки на базі роботи [3], яке розглядається в цьому повідомленні.

Метою роботи є робастне частотне керування суднової компресорної установки.

**Основні результати.** На рис. 1 представлена структурна схема системи робастного частотного управління компресорної установки, замкнута по кутовій швидкості асинхронного електродвигуна неодиначним зворотним зв'язком з коефіцієнтом підсилення  $K_{\omega} = U/\omega$  ( $U$  – напруга задатчика;  $\omega$  – кутова швидкість ротора машини). Вона побудована із залученням робіт [1-4].

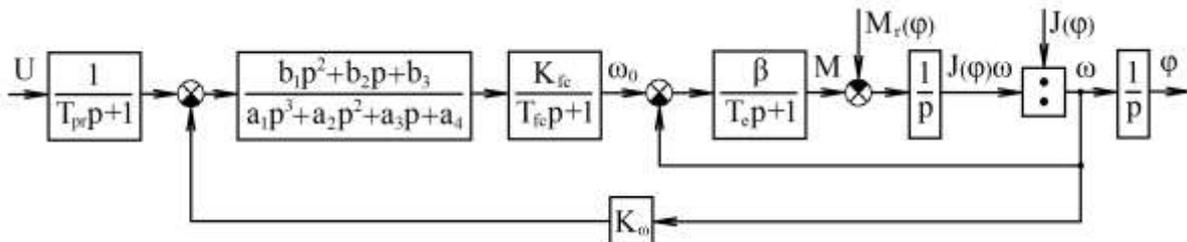


Рисунок 1 – Структурна схема системи керування компресорної установки

Схема містить аперіодичну ланку з постійною часу  $T_{pr}$ , що полегшує пуск машини, передавальні функції робастного регулятора швидкості третього порядку з коефіцієнтами  $b_1, b_2, b_3$  полінома чисельника та коефіцієнтами  $a_1, \dots, a_4$  полінома знаменника, перетворювача частоти (ПЧ) та асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором і приведеним до осі ротора моментом інерції  $J(\varphi)$  КШМ, що залежать від кута повороту кривошипу  $\varphi$  [1]. Передаточна функція ПЧ описується аперіодичною ланкою з передатним коефіцієнтом  $K_{fc}$  та постійною часу  $T_{fc}$ . Асинхронний двигун моделюється двома ланками, охопленими одиничним зворотним зв'язком. Перша ланка описує електромагнітну частину машини, а друга – її механічну частину. Електромагнітна частина машини описується аперіодичною ланкою, а механічна – інтегруючою ланкою та дільником. Аперіодична ланка містить у чисельнику модуль жорсткості лінеаризованої механічної характеристики  $\beta$ , а у знаменнику – електромагнітну постійну часу  $T_e$  ланцюгів статора та ротора асинхронного електродвигуна. Структурна схема також містить ланку затримки сигналу часу, необхідного для продування компресора, і пропорційну ланку тиску повітря в ємності для його зберігання, а також громіздкі зворотні зв'язки моменту інерції  $J(\varphi)$  та навантаження  $M_r(\varphi)$  по куту повороту  $\varphi$  жорсткого валу [1, 2]. Ці ланки та зв'язки на рис.1 не показані.

Передавальна функція робастного регулятора розраховувалася за методикою [3]. Приведені до кривошипу момент інерції  $J(\varphi)$  та моменти газових сил і сил тяжіння, що діють на поршні компресора, визначалися чисельно за формулами роботи [1] при розкладанні моментів газових сил у ряди Фур'є [2]. Момент тертя, що перешкоджає обертанню жорсткого валу, розраховувався за формулою [2], інші параметри структурної схеми – за методикою, запропонованою у роботі [4].

Розрахунок перехідних процесів в електроприводі при частотному керуванні з робастним регулятором швидкості здійснювався для компресорної установки WP 22L фірми Saueg з асинхронним двигуном НМА2 1328-4.

Вихідними даними для моделювання перехідних процесів служили наступні величини:  $T_{pr}=0,55$  с;  $U=10$  В;  $b_1=1,879 \cdot 10^6$ ;  $b_2=8,772 \cdot 10^6$ ;  $b_3=1,285 \cdot 10^{10}$ ;  $a_1=1$ ;  $a_2=4,629 \cdot 10^4$ ;  $a_3=4,281 \cdot 10^7$ ;  $a_4=8,282 \cdot 10^7$ ;  $K_{fc}=15,708$  рад/(В·с);  $T_{fc}=0,001$  с;  $T_e=0,0151$  с;  $\beta=7,138$  Н·м/(рад·с);  $K_o=0,0654$  В·с/рад. Величина  $J_0=0,24$  кг м<sup>2</sup>(див. роботу [1]), а момент тертя, що перешкоджає обертанню електродвигуном жорсткого валу, приймався постійним і рівним 4,31 Н м. Тиск повітря в ємності на початку та в кінці процесу заповнення її об'єму змінювався від 25 до 28 МПа, як і в роботі [1].

На рис.2 представлені криві результатів розрахунку безрозмірної кутової швидкості  $\omega/\omega_n$  (індекс n позначає номінальне значення швидкості) та крутного моменту електродвигуна  $M/M_c$  (індекс c – критичне значення моменту) в залежності від часу  $t$  при пуску компресорної установки.

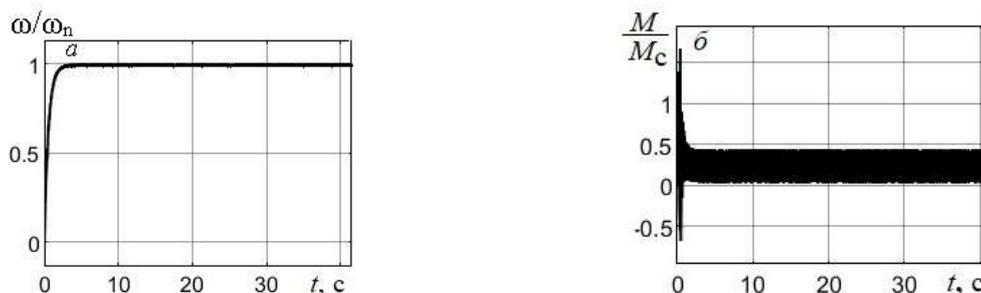


Рисунок 2 – Перехідні процеси швидкості (а) та моменту (б) компресорної установки

Як і слід було очікувати, розмахи коливань швидкості дуже малі, а розмахи коливань крутного моменту великі та в 1,65 разів перевищують його критичне значення при досить малому значенні часу. Тому на протязі такого часу струм в обмотках електродвигуна з короткозамкненим ротором, викликаний цим моментом, не призводить до пошкодження обмоток.

Таким чином, проведений аналіз показує, що робастна система частотного керування має перспективу застосування в суднових компресорних установках.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Хлопенко М.Я., Хлопенко І.М. Моделювання перехідних процесів у частотно-регульованому асинхронному електроприводі суднового V-подібного двоступінчастого поршневого компресора. *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки.* 2022. Т. 33(72). № 3. С.73-80. DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2022.3/12>
2. Хлопенко І.М. Розрахунок перехідних процесів у асинхронному електроприводі суднового двоступінчастого поршневого компресора при векторному керуванні з робастним регулятором. *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки.* 2022. Т. 33(72). № 4. С.129-135. DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2022.4/20>.
3. Хлопенко Н.Я. Расчет и проектирование робастного регулятора скорости системы частотного управления асинхронного электропривода. *Електротехніка і електромеханіка.* 2020. № 3. С.31-36. doi: 10.20998/2074-272X.2020.3.05.
4. Терехов В.М., Осипов О.И. Системы управления электроприводов: учеб. для студ. высш. учеб. заведений. М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 304 с.

## ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ТУРБОНАГНІТАЧА ГОЛОВНОГО ДВИГУНА СУДНА

Акімов О.В., Клевцов К.М., Шарко О.В.  
Херсонська державна морська академія, Україна

**Вступ.** Безаварійна експлуатація металевих конструкцій залежить від якості моніторингу їх технічного стану і реалізації фізичних методів діагностики.

Проблема підвищення ефективності в процесі визначення стану елементів турбонагнітача в умовах невизначеності характеру навантажень потребує розробки нових технологій визначення ресурсу.

**Актуальність досліджень.** На основі синтезу наукових результатів вирішення допоміжних завдань взаємозв'язку акустичних та механічних властивостей матеріалів та узагальнення досвіду експлуатації турбонагнітачів, розроблення системи ідентифікації та діагностики технічного стану валів та підшипників турбонагнітачів є наявною актуальною проблемою сьогодення.

**Постановка задачі.** Залишковий ресурс обладнання це сумарне напрацювання обладнання від моменту проведення контролю технічного стану до переходу в граничний стан. Завдання ідентифікації стану та визначення залишкового ресурсу металевих конструкцій в процесі експлуатації передбачає спостереження за зміною механічних властивостей матеріалів при накопиченні пошкоджень.

Сучасні методи ідентифікації стану та залишкового ресурсу базуються на наступних етапах розвитку [1]:

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

Існує неослабний інтерес до процесу визначення стану металевих конструкцій в умовах невизначеності. Однак існуючі методики та алгоритми призначені для вирішення часткових питань діагностики і мають ряд обмежень, так як не враховують великого різноманіття параметрів і умов, які мають місце в процесі експлуатації обладнання. Крім того, більшість робіт присвячено впливу на матеріал одного виду деформацій в той час як при експлуатації конструкції матеріал піддається комплексному впливу складних навантажень [2, 3].

Інтерес до визначення залишкового ресурсу конструкцій в процесі їх експлуатації стимулював розробку сучасних інструментальних засобів і множину технічних застосувань [4, 5].

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

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

Залишковим ресурсом визначено запас можливого напрацювання обладнання після контролю його технічного стану. Прогнозування залишкового ресурсу визначається шляхом

вимірювань пошкоджень, що виникають з екстраполяцією на межі допустимих величин. Для цього необхідно знати причини втрати працездатності, спектр навантажень та умов експлуатації.

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

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

Недоліками існуючих комплексів діагностики і визначення остаточного ресурсу є: статичність; необхідність обліку великої кількості різноманітних показників; обмеження в часі і просторі, на яких розповсюджується рішення; неповнота і неадекватність інформації; низька якість прогнозних оцінок; неоднозначність причинно-наслідкових зв'язків; низька продуктивність діагностики; необхідність сканування і підготовки поверхні для контролю.

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

Процес визначення залишкового ресурсу і ідентифікації стану елементів турбонагнітача при його експлуатації повинен бути спрямований на: визначення діагностичних параметрів; встановлення граничних значень параметрів, які характеризують перехід стану діагностуємого об'єкта в інший клас технічного стану; визначення об'єму і періодичності випробувань; виявлення розвиваючих дефектів при експлуатації устаткування, вузлів, обладнання; встановлення причин виникнення дефектів; розробка заходів про усунення пошкоджень.

Очікуваний ефект впровадження процесу визначення стану металевих конструкцій полягає в:

- збільшенні міжремонтного періоду роботи;
- підвищенні експлуатаційного ККД обладнання;
- забезпеченні надійності устаткування;
- зменшенні затрат на технічне обслуговування;
- спостереженні за станом безперервного працюючого обладнання.

Експлуатаційні характеристики обладнання в значній мірі визначаються дефектами структури матеріалу.

Технічна діагностика – представляє собою сукупність можливих характеристик сигналів, несучих інформацію о стані об'єкта. С точки зору визначення залишкового ресурсу матеріалу турбонагнітачів технічна діагностика представляє собою формалізацію результатів спостережень за нормальним функціонуванням об'єктів під впливом зовнішніх експлуатаційних факторів.

Труднощі в побудові математичних моделей ідентифікації стану матеріалів полягають в необхідності зв'язати дискретні перетворення структури в процесі експлуатації виробів з безперервним поширенням акустичних коливань в контрольованому середовищі. При цьому фізичні і математичні моделі об'єднуються в одну глобальну модель, цільове призначення якої, відтворювати варіації процесів визначення стану матеріалів в об'єкті ідентифікації.

Однак невизначеність характеру і величини навантажень при експлуатації складних металевих конструкцій ускладнюють використання апріорної інформації і вимагають подальших експериментальних досліджень та розробки на їх основі синтезу математичних моделей і параметрів оператора процесу діагностування.

Характеристики міцності залежать від процесів руйнування і пластичного деформування структурних елементів матеріалу.

Існує ряд традиційних методів оцінки напруг: метод свердління отворів, метод визначення напружень за вимірюваннями поверхневої твердості, методи, які використовують поверхневі хвилі, методи, які використовують явище акустопружності, рентгенівські методи, електромагнітні методи, тензометричні методи і т.д.

Найважливішою характеристикою конструкцій, які експлуатуються в умовах складних деформаційних впливів, є її несуча здатність, під якою розуміється сукупність деформацій, які призводять конструкцію до руйнування. При багатопараметричній навантаженні для визначення запасу міцності слід враховувати як змінюються деформації при зміні параметрів навантаження щодо граничного стану.

Для оцінки стану матеріалу під навантаженням необхідно одночасно вимірювати прикладену силу і деформацію, що вимагає наявності кількох типів датчиків, інформацію з яких потрібно оперативно обробляти. Якщо при цьому деформація є комбінованою, то діагностика ще більш ускладнюється.

Однією з проблем, що обмежують ефективність елементів СЕУ технічної діагностики, та їх залишкового ресурсу в процесі експлуатації в умовах складних динамічних навантажень є відсутність кількісного зв'язку результатів діагностики з їх залишковим ресурсом.

**Висновки.** Подана інформація оброблена разом з безпосередньо вимірюваними механічними характеристиками, що відображають властивості міцності матеріалу.

При багато параметричному навантаженні для визначення запасу міцності слід враховувати як змінюються параметри деформації при зміні параметрів навантаження, щодо граничного стану.

Умови працездатності є невихід траєкторії навантаження за межі області визначення стану працездатності конструкції.

Виконавши вимірювання густини акустичних сигналів на експериментальній установці, користуючись граничними кривими можна визначити відповідні значення залишкового ресурсу.

Можливості, які пов'язані з дистанційним використанням методу акустичної емісії, дають великі переваги порівняно з іншими методами контролю, що вимагають, наприклад, видалення ізоляційних оболонок, звільнення контейнерів для контролю від внутрішнього змісту або сканування великих поверхонь.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Шарко О.В., Нігалатій В.Д. Взаємозв'язок структури і властивостей конструкційних матеріалів з акустичними та електрофізичними параметрами // Вісник Житомирського державного технологічного університету 2015 — №1(72) — С.57-61.
2. . Половинкин В.М., Горшков В.Ф. Оценка технического состояния топливной аппаратуры судовых дизелей на основе высокочастотного акустического излучения // Сборник НТО им. акад. А.Н.Крылова. 1990. вып. 493.-43-45 с.
3. Дробот Ю.Б., Лазарев А.М. Неразрушающий контроль усталостных трещин акустико-эмиссионным методом. М.: Изд. Стандартов. 1987. - 128 с.
4. Горшков В.Ф., Лянной В.Б., Голованов А.И. и др. Техническое диагностирование корабельных двигателей внутреннего сгорания. СПб.: ВМА. 1997. - 184 с.
5. Башуров Б.П., Балякин А.В. Причины отказов основного оборудования некоторых систем судовых дизелей и пути повышения их работоспособности // Двигателестроение. 2001. № 3. С. 18–22.

## ОСОБЛИВОСТІ ПРОГНОЗУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДИЗЕЛЬНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ІНФОРМАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ

Черненко В.В., Грицук І.В., Погорлецький Д.С., Худяков І.В., Поліщук О.В.  
Херсонська державна морська академія, Україна

Розвиток світового дизель-генераторобудування, та окремі тенденції розвитку дизель-електростанцій (ДЕС) потребують застосування існуючих мікроконтролерних систем управління основними технологічними процесами ДЕС у складі технологічного обладнання. Розглядаючи існуючі методи і засоби оцінки та контролю технічного стану дизельних електростанцій, та основні види систем моніторингу і діагностування, а саме, з метою забезпечення прогнозування процесів експлуатації, у роботі розглядаються особливості дослідження і побудови інформаційної моделі ДЕС - стаціонарного дизельного двигуна Д-246.4 із застосуванням системної декомпозиції на складові елементи та інформаційні взаємозв'язки між складовими елементами. Для предметної області дослідної дизельної електростанції використано принципи, що орієнтовані на конкретні завдання обробки, аналізу даних ДЕС та функціональні потреби та особливості роботи обслуговуючого персоналу.

Для початкового аналізу предметної області ДЕС використана діаграма потоків даних (DFD – Data Flow Diagramm) з властивими компонентами. Оскільки джерелом первинної інформації про стан ДЕС є пристрої збирання та передачі, їх можна вважати «зовнішніми сутностями». До зовнішніх сутностей відносимо «Базу даних» системи моніторингу та «Експлуатаційний персонал» системи. Під «Контролером ДЕС» розглядаємо пристрій моніторингу та прогнозування контрольованих параметрів ДЕС. При цьому модель предметної області ДЕС може бути представлена у вигляді множини:

$$M_{np.o.} = \langle F, H, P, O, V_{ex}, V_{vix}, R \rangle,$$

де:  $F = \{f_i / i = 1, I\}$ : функції, що автоматизуються, саме які виконуються системою моніторингу та прогнозування параметрів ДЕС;  $H = \{h_j / j = 1, J\}$ : завдання обробки даних системи моніторингу та прогнозування параметрів ДЕС;  $P = \{p_k / k = 1, k\}$ : множина системи, що характеризує кількість, особливості та склад персоналу, що працює із системою моніторингу та прогнозування параметрів ДЕС;  $O = \{o_m / m = 1, M\}$ : об'єкти автоматизації ДЕС, які можливо представити властивими самостійними частинами, в частині двигуна, в частині генератора та в частині шини навантаження;  $V = \{v_l / l = 1, L\}$ : інформаційні елементи (саме вхідні та вихідні параметри системи) ДЕС;  $R = \{r_y / y = 1, Y\}$ : множина системи у вигляді відносин (взаємозв'язків) між компонентами ДЕС.

При формуванні системи моніторингу саме для аналітичного опису семантики системи складові були описані за допомогою булевих матриць суміжності, які описують відповідні відносини  $R$  між компонентами і складовими предметної області. Види відносин між розглянутими множинами показані у функціоналі множествами  $\{F, H, P, O, V^{ex}, V^{vix}, R\}$ :

$$FH = \|fh_{ij}\|, FP = \|fp_{ik}\|, FO = \|fo_{im}\|, FV = \|fv_{il}\|, HP = \|hp_{jk}\|, HO = \|ho_{jm}\|, HV = \|hv_{il}\|, \\ OV = \|ov_{ml}\|.$$

Була отримана аналітико-множинна модель предметної області ДЕС. Модель дозволяє виявити повноту та несуперечність компонентів щодо всіх множин предметної області, а також взаємозв'язки між ними. Процес формування та аналізу графів інформаційних структур моделі системи моніторингу та прогнозування контрольованих параметрів ДЕС включає в себе: побудову множини структурних елементів і складових на основі моделі предметної області ДЕС, формування матриці семантичної суміжності на множині структурних елементів та побудова орієнтованого графа інформаційної структури ДЕС, формування матриці

семантичної досяжності елементів, визначення інформаційних та групових елементів структурної множини ДЕС, упорядкування груп структурних елементів за рівнями властивої ієрархії, виділення та формування множини відповідних ключів та атрибутів у групах даних системи моніторингу ДЕС, побудова канонічної моделі БД системи моніторингу ДЕС. Основними структурними елементами моделі системи моніторингу та прогнозування параметрів ДЕС на основі дизельного двигуна Д-246.4 є елементи вказаних множин  $O$  та  $V$ :  $D = \{d_l \mid l = 1, 66\}$ ,  $P(D) = 66$ . Під матрицею семантичної суміжності  $B = \| b_{ij} \|$  розглядається квадратна бінарна матриця, що була проіндексована по обидва осі множини структурних елементів  $D$ .

Для отримання матриці досяжності, отриману матрицю послідовно зводили в цілі позитивні ступені  $n$  ( $n = 2, 3, \dots, L / -1$ ), що утворювали деяку кількість матриць шляхів доступу. У дослідному випадку, другий ступінь отриманої матриці є виродженою матрицею. Саме тому матриця семантичної досяжності збігається з матрицею семантичної суміжності. В дослідженні отримана матриця дає можливість визначення множини передування  $C(d_i)$  та досяжності  $F(d_i) \forall d_i \in D$ . Множина  $C(d_i)$  формується з елементів, які відповідають одиничним записам в  $i$ -му стовпці, а множина  $F(d_i)$  – з елементів, відповідних одиничним записам у  $i$ -му рядку отриманої матриці. Аналіз множини  $C(d_i)$  дозволяє виділити базові типи структурних елементів – інформаційні елементи та групи. Інформаційним елементам відповідають ті структури, яким  $C(d_i) = 0$ . На отриманому графі їм відповідають висячі вершини. Розрахунковим шляхом, згідно наведених залежностей, були визначені множини передування та досяжності для кожного структурного елемента:

$$\begin{aligned} \forall i, i = 1, \dots, 56 \quad C(d_i) = \varnothing; C(d_{57}) = \{d_i \mid i = 1, \dots, 19, 56\}; \\ C(d_{58}) = \{d_i \mid i = 20, \dots, 37, 56\}; C(d_{59}) = \{d_i \mid i = 38, \dots, 56\}, \\ \forall i, i = 57, \dots, 59 \quad F(d_i) = \varnothing; \forall i, i = 1, \dots, 19 \quad F(d_i) = \{d_{57}\}, \\ \forall i, i = 20, \dots, 37 \quad F(d_i) = \{d_{58}\}; \forall i, i = 38, \dots, 55 \quad F(d_i) = \{d_{59}\}; F(d_{56}) = \{d_{57}, d_{58}, d_{59}\}, \end{aligned}$$

Була отримана матриця вироджена, тобто всі її елементи дорівнюють 0. За рахунок отриманого результату інформаційна структура не має багаторівневої ієрархічної організації і тому немає необхідності проводити процедури впорядкування та нормалізації. За рахунок отриманого результату достатньо досліджувати інформаційні склади груп щодо наявності загальних елементів. Для досліджуваної системи моніторингу ДЕС на основі стаціонарного дизельного двигуна Д-246.4 було отримано загальний інформаційний елемент для всіх трьох інформаційних груп. Це елемент  $d_{56}$  («Час збору інформації системи»). Цей елемент також є ключовим унаслідок семантичної залежності одержуваних даних від часу збору інформації. Отже, множина ключів  $W_1 = \{d_{56}\}$ , множина атрибутів  $W_2 = \{d_i \mid i = 1, \dots, 55\}$ .

Метою прогнозування параметрів ДЕС є дослідження динаміки та виявлення виходів за допустимі межі значень контрольованих параметрів у майбутньому у відповідному інтервалі часу. Залежно від того, в якому режимі працює ДЕС, і вибирається граничні значення для прогнозу. Якщо ДЕС працює в режимі основного джерела живлення системи, дуже важливо прогнозувати значення параметрів на короткий термін. У разі роботи ДЕС в аварійному режимі необхідно забезпечити отримання вимірювань не менше одного разу протягом одного включення.

Застосовано метод, який був запропонований Дарбіним та Уотсоном. Критерій Дарбіна-Уотсона пов'язаний з гіпотезою існування автокореляції першого порядку, тобто, автокореляції між сусідніми залишковими членами низки. Значення цього критерію визначається за такою формулою:

$$d = \frac{\sum_{t=2}^n (e_t - e_{t-1})^2}{\sum_{t=1}^n e_t^2}$$

Для оцінки точності моделей прогнозування застосовувалась середня відносна помилка по модулю (Mean Absolute Percentage Error (MAPE)), що розраховувалась за такою формулою:

$$|\bar{\delta}| = \frac{1}{n} \sum_{t=1}^n \left| \frac{\hat{y}_t - y_t}{y_t} \right| \cdot 100\%$$

де n - число рівнів часового ряду, якими визначалося прогнозне значення.

Характеристика MAPE широко використовується для порівняння точності прогнозу різнорідних об'єктів прогнозування. При значеннях цієї характеристики в діапазоні 10...20% точність можна визнати доброю, при  $20\% < |\bar{\delta}| < 50\%$  – задовільною.

Відповідно до мети розроблюваної системи прогнозування, ДЕС підлягає обслуговуванню, якщо прогноз показує що з її контрольованих параметрів першим виходить за встановлені межі обмежень. У цьому випадку аналізовані параметри можна вважати незалежними один від одного. Процес прогнозування технічного стану зводиться до незалежного прогнозування значень щодо кожного з параметрів, з наступним визначенням параметра з найменшим значенням прогнозного часу, коли відбудеться вихід за допустимі межі. Інформаційне забезпечення системи прогнозування технічного стану ДЕС складається з двох основних частин: програмного забезпечення загального призначення та спеціального програмного забезпечення, яке є програмним кодом, що виконує збір, зберігання та обробку інформації ДЕС. Приклад результатів побудови прогнозних моделей наведено на (рис. 1) для горизонту прогнозу у 50 хв.

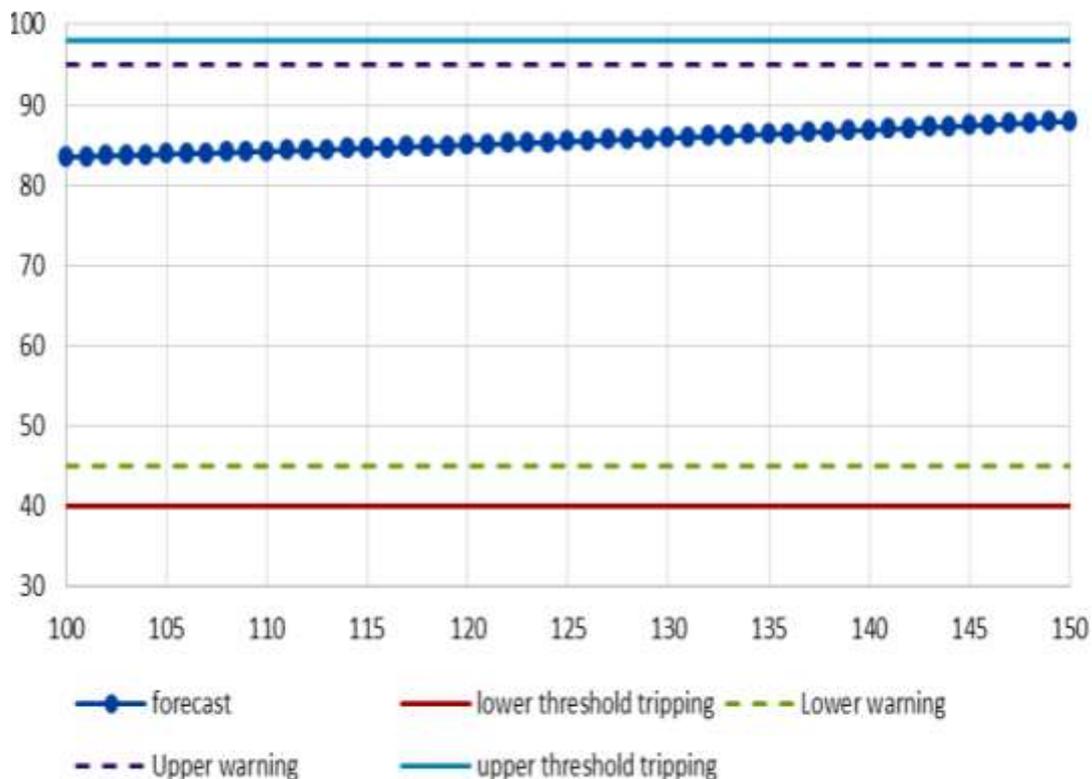


Рисунок 1 – Приклад побудови прогнозних моделей і графіка прогнозу в системі моніторингу для параметра – температура ОР двигуна, °С - побудова графіка прогнозу для визначеного інтервалу часу

**Висновок.** Для предметної області дослідної дизельної електростанції використано принципи, що орієнтовані на конкретні завдання обробки, аналізу даних ДЕС і функціональні потреби та особливості роботи обслуговуючого персоналу. В результаті реалізації програмного забезпечення розроблено інтерфейс системи. Реалізація прогнозних моделей здійснювалась на основі моніторингової системи ДЕС (моніторинг і визначення статусу несправностей). В системі передбачено виконання прогнозу параметрів стану ДЕС на відповідний прогнозований час та виконання прогнозування параметрів стану ДЕС з найменшим значенням прогнозованого часу, при якому відбудеться вихід за допустимі межі. На основі прогнозуючих алгоритмів реалізовано два різновиди прогнозування: індивідуальне прогнозування для окремого параметру та прогнозування за кількома параметрами.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Атрощенко В.А. Технические возможности повышения ресурса автономных электростанций энергетических систем: монография / В.А. Атрощенко, Ю.Д. Шевцов, П.В. Яцынин, Р.А. Дьяченко, М.Н. Педько. – Краснодар: Издательский Дом – Юг, 2010. – 192 с.
2. Матейчик В.П. Використання інтелектуальних інформаційних технологій позиціонування для контролю теплових параметрів системи комбінованого прогріву ДВЗ транспортного засобу / В.П. Матейчик, В.П. Волков, П.Б. Комов, О.Б. Комов, І.В. Грицук // Вісник ЖДТУ. Житомир / Технічні науки. – 2012. – №3(62). – С. 136–141
3. Кадильникова Т.М. Мониторинг технологического состояния как фактор обеспечения безаварийной работы / Кадильникова Т.М. // Вісник Донбаської академії будівництва і архітектури. Технологія, організація, механізація та геодезичне забезпечення будівництва. – 2002. – № 5(36). – С. 38-41.
4. Інтелектуальні системи моніторингу транспорту: монографія / Волков В.П., Матейчик В.П., Комов П.Б., Грицук І.В., Смешек М., Волкова Т.В., Цюман М.П. - Харків: Вид-во НТМТ, 2015. – 246 с.

## **Секція 2**

### **ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ, НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ**

## ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ОЧИЩЕННЯ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Самарін О.Є.

Херсонська державна морська академія, Україна

**Вступ.** Відомо насадковий скруббер, що має ємність у формі колони, у середині якою розміщено насадки простої або складної форми і систему зрошення, що складається з декількох ступенів всередині корпусу, де розташовуються форсунок, що перекривають перетин, з сопел яких проводиться розпорошення рідини [1].

Недоліком вказаного скруббера є те, що не дивлячись на те, що розпилення рідини проводиться назустріч вхідному потоку або поперек, гідродинаміка цього потоку не велика. У зв'язку з цим швидкість обмінних процесів в цьому скруббері залишається незмінно малою, що тягне за собою великі габаритні розміри такої установки.

Крім того, у верхній частині конструкції розташовано краплеуловлювач, оснащений конічним завихрювачем, а також присутній додатковий ярус форсунок, які промивають лопаті і завихрювач, що також збільшує громіздкість установки.

Найбільш близьким до запропонованого є порожнинний скруббер, який складається з циліндричного полого металевго корпусу, по висоті якого розміщені три яруси колекторів зрошення, вхідного і вихідного патрубків, відцентрового краплеловлювача з конічним вихороутворювачем, ємності для абсорбенту з підігрівачем, штуцерів для відводу абсорбенту з скруббера і краплеловлювача [1].

Недоліком вказаного скруббера є те, що розпиленні рідини відбувається під невеликим тиском, що призводить до зростання діаметру розпиленних крапель і відповідного зменшення площі дотику рідини і випускних газів. Це зменшує інтенсивність очищення випускних газів і збільшення габаритних розмірів скруббера.

**Актуальність досліджень.** Проблема скорочення викидів забруднюючих речовин працюючим дизельним двигуном є однією з найважливіших задач, як судноплавства, так і дизелебудування, від вирішення якої залежить стан здоров'я людини і збереження генофонду.

Нормування екологічних показників судових дизельних двигунів здійснюється відповідно до розроблених Комітетом по захисту морського середовища ІМО вимогами Додатка VI «Правила запобігання забруднення повітряного середовища з суден» Конвенції МАРПОЛ 73/78 [2, 3].

Різка посилення нормативів на викиди забруднюючих повітряне середовище речовин змушує судовласників, а також суднобудівні компанії постійно вишукувати все нові і нові технічні рішення, які покращують екологічні показники дизелів..

Таким чином, зменшення шкідливих викидів випускних газів морських дизелів є актуальним завданням.

**Постановка завдання.** З метою зменшення вказаних недоліків пропонується створити такий скруббер, у якому зменшено діаметр крапель розпиленої рідини, а подача рідини здійснюється в залежності від інтенсивності потоку випускних газів.

**Рішення задачі.** Поставлена задача вирішується тим, що розпилювачі виконано у вигляді багатодирчастих форсунок, трубопровід – у вигляді трубопроводу високого тиску, а насос – у вигляді насосу високого тиску з приводом від розподільного валу, який через зворотний клапан з'єднано з акумулятором тиску і блоком управління подачі рідини, що керується контролером [4, 5].

Виконання розпилювачів у вигляді багатодирчастих форсунок дозволяє зменшити розміри крапель розпиленої рідини, збільшити площу дотику крапель рідини і випускного газу.

Виконання трубопроводу у вигляді трубопроводу високого тиску гарантує його надійність при подачі рідини під високим тиском.

Виконання насосу у вигляді насоса високого тиску з приводом від розподільного валу, який через зворотний клапан з'єднано з акумулятором тиску і блоком управління подачі рідини, що керується контролером забезпечує постійну подачу рідини під високим тиском у акумулятор тиску і розподіл її через блок управління подачі рідини на форсунки при подачі сигналу з контролера.

На рис. 1 показано схему запропонованого скрубера [4, 5].

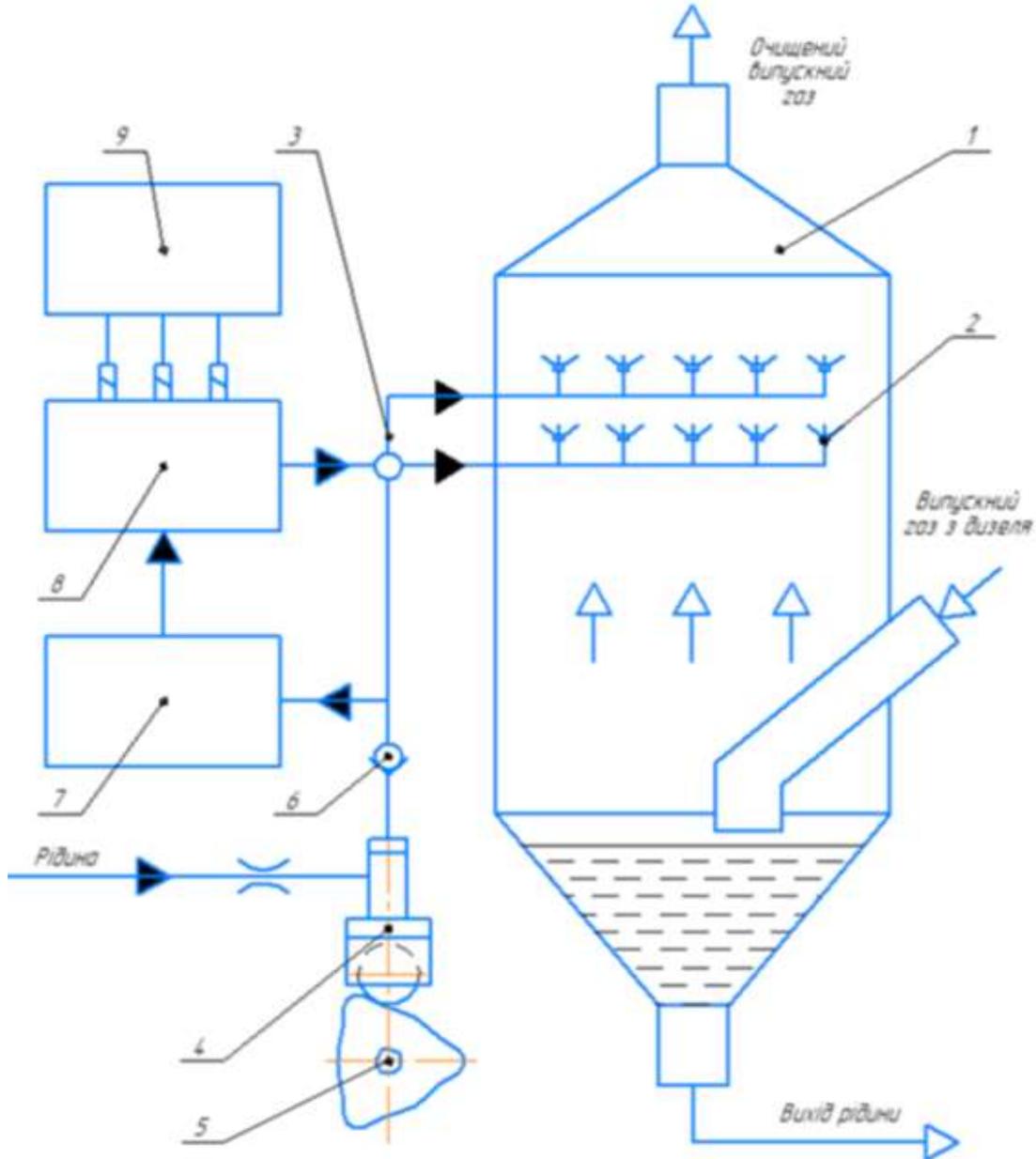


Рисунок 1 – Схема скрубера: 1 - корпус; 2 – розпилювачачі; 3 – трубопровід; 4 – насос; 5 – розподільний вал; 6 - зворотний клапан; 7 - акумулятор тиску; 8 - блок управління подачі рідини; 9 - контролер

Скрубер складається з корпусу 1 з розпилювачами 2, встановленими на трубопроводі 3, з'єднаному з насосом 4, який відрізняється тим, що розпилювачі 2 виконано у вигляді багатодирчастих форсунок, трубопровід 3 – у вигляді трубопроводу високого тиску, а насос 4 – у вигляді насоса високого тиску з приводом від розподільного валу 5, який через зворотний клапан 6 з'єднано з акумулятором тиску 7 і блоком управління подачі рідини 8, що керується контролером 9.

Скрубер працює наступним чином.

Випускні гази поступають корпус 1 скрубера і піднімаються до розпилювачів 2.

При обертанні розподільного валу 5 приводиться у дію насос високого тиску 4, який через зворотний клапан 6 подає рідину в акумулятор тиску 7 і блок управління подачі рідини 8.

Після отримання відповідної команди з контролера 9, блок управління подачі рідини 8 подає рідину у трубопровід високого тиску 3 і далі у багатодирчасті форсунки 2, де вона під високим тиском розпилюється на дрібні краплі і змішується з випускними газами.

Після очищення випускні гази направляються в атмосферу, а забруднена рідина іде на стік.

При зміні потужності двигуна і відповідній зміні кількості випускних газів, контролер 9 подає команду на блок управління подачі рідини 8 і подача рідини на форсунки змінюється.

**Висновки та рекомендації.** Система працює незалежно від зовнішніх факторів і може налаштовуватись виключно на оптимальний режим роботи в залежності від якості палива і режиму роботи суднового дизеля.

Запропоноване рішення відноситься до систем очищення випускних газів суднових дизелів і може бути застосована на морських судах, які використовують важке паливо.

Виготовлення складових елементів може бути виконане в умовах виробника двигуна, а їх встановлення може бути здійснене силами машинної команди при проведенні ремонтно-профілактичних робіт на судні.

Застосування вказаної модернізації зменшує габаритні розміри скрубера і збільшує якість очищення випускних газів зв рахунок підвищення якості розпилювання рідини.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. <https://mrc.org.ua/sistemy-ochistki-gaza/216-skrubber-dlya-ochistki-gazov>.
2. Международная морская организация ИМО. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.imo.org/en/Pages/Default.aspx> / (дата обращения: 20.10.2021).
3. Приложение VI МАРПОЛ. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.marpolannex-vi.com>.
4. Пат. 149106 Україна, МПК F01N 3/00, B01D 47/00, B01D 47/14. Скрубер/ Самарін О.Є., Білоусов Є.В., Савчук В.П., Грицук І.В.; заявник і патентовласник Херсонська державна морська академія – № у 2021 00856; заявл. 23.02.21; опубл. 20.10.21, Бюл. №42.
5. Пьяе Пхио Аунг. Анализ способов снижения содержания соединений серы в выпускных газах судовых двигателей / Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова, 2018. – Т. 10. – № 4. – С. 793 – 803.

## СТВОРЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ РІЖУЧИХ ПЛАСТИН НА ОСНОВІ КУБІЧНОГО НІТРИДУ БОРА ДЛЯ ОБРОБКИ НІКЕЛЕВИХ СПЛАВІВ

<sup>1</sup>Стратійчук Д.А., <sup>2</sup>Сліпченко К.В., <sup>2</sup>Бушля В.М., <sup>1</sup>Туркевич В.З.

<sup>1</sup>Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України, Україна

<sup>2</sup>Лундський Університет, Швеція

**Вступ.** За останнє десятиліття високолеговані сплави на основі нікелю почали все частіше використовувати не лише в аерокосмічній [1] та військовій техніці, а також у машино- і приладобудуванні [2], цивільній авіації тощо. В першу чергу це пов'язано із тим що вони стали більш доступними, а їх собівартість на ринку металів знизилась на 30-40 % в порівнянні із 90-ми роками минулого століття. Друга причина яка раніше стримувала широке застосування подібного роду матеріалів, як і у випадку із титановими сплавами - складнощі механообробки [3].

**Актуальність досліджень.** Відомо, що зазвичай ефективна обробка сталей різанням здійснюється, або керметами [4] (в більшості випадків WC-Co групи), або cBN-керамічними матеріалами [5]. Останні поділяються на ВН- та ВЛ- групи в залежності від вмісту кубічного нітриду бору у ріжучій кераміці. Саме матеріали групи ВЛ які містять не більше 65 % об. зерен cBN у своєму складі вже показали високі показники зносостійкості під час обробки таких високолегованих Ni- сплавів як Inconel 718 або AISI 316L [6]. Зазвичай це керамо-матричні композити (КМК) отримані під час НРНТ спікання в системах: cBN-TiC-Al, cBN-TiCN-Al, cBN-TiN-Al. Як відомо [7] під час високошвидкісної обробки (200-500 м/хв) температура в зоні різання здатна сягати 1000 °С, і як наслідок може відбуватися хімічна взаємодія між ріжучою пластиною та оброблюваною деталлю, що в більшості випадків призводить до дифузійного зносу та деградації ріжучої кромки. Не маловажними є також і сили тертя в зоні контакту, а також окиснення складових різця киснем повітря. Враховуючи знижену (по відношенню до звичайних сталей) теплопровідність нікелевих сплавів перегрів зони різання є значною проблемою для ріжучих вставок.

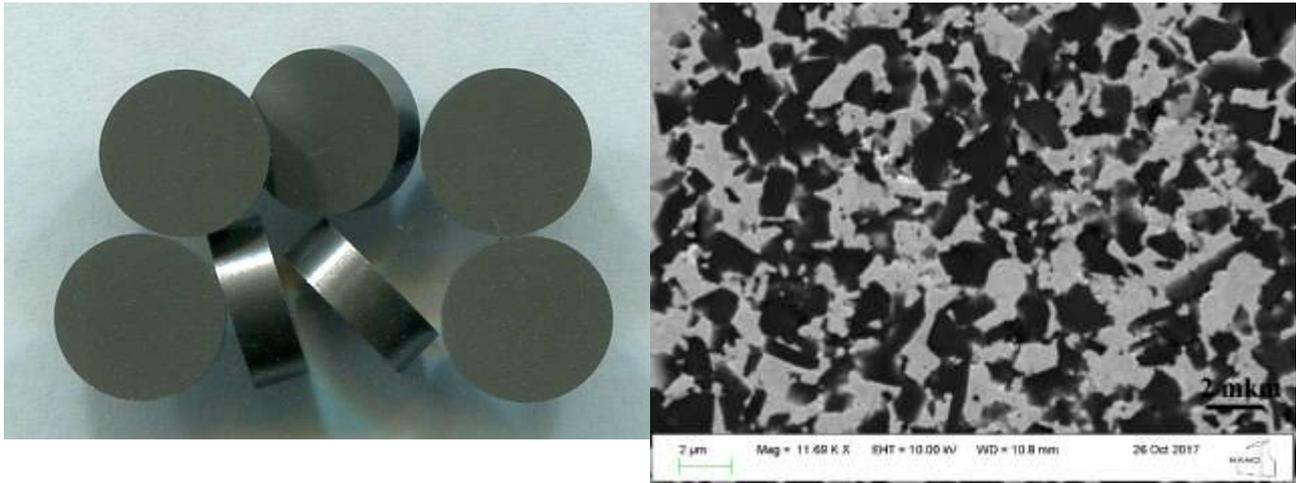
**Постановка задачі.** Все це спонукає до пошуку нових наповнювачів cBN-матриці із метою підвищити працездатність інструменту та зробити його більш конкурентно спроможним. Серед перспективних добавок до КМК слід відзначити тугоплавкі жароміцні карбіди перехідних металів, що здатні разом із cBN-матрицею створити міцну термостійку ріжучу кераміку із високими експлуатаційними характеристиками.

### Технологічна схема задіяна в роботі



**Результати досліджень.** В даній роботі розглянуто методологію створення та експлуатаційні характеристики керамо-матричних композитів де в якості наповнювача cBN-матриці використано жароміцні тугоплавкі карбіди d- металів: NbC, TaC, HfC, Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub>, ZrC, VC, Ti<sub>4</sub>WC<sub>5</sub>. Експерименти проведені за класичною технологією порошкової металургії де вихідна шихта із суміші мікропорошків піддавалась попередньому брикетуванню із подальшим високотемпературним спіканням під високим тиском. Технологічна схема яка була задіяна в

роботі зображена вище. Загалом використано 7 зазначених композицій загального складу cBN-карбід-Al при співвідношенні компонентів в шихті 60-35-5 % об. Мікропорошки які були задіяні під час виготовлення вихідної суміші мали середній розмір частинок 1-7 мкм, а їх подрібнення та гомогенізація здійснена в планетарному млині у середовищі ізопропанолу, що дозволило створити ультра-гомогенні умови змішування. НРНТ спікання здійснено в апараті високого тиску типу «тороїд-30» в графітових капсулах. Тиск в системі становив 7,7 ГПа, температура спікання знаходилась в межах 1600-2400 °С, час 45 сек. В результаті одночасної дії високої температури та тиску було сформовано надтверді керамічні продукти які піддавалися шліфуванню алмазними кругами для досягнення типорозмірів  $\varnothing = 9,52$  мм,  $h = 3,18$  мм, відповідно до стандарту ISO 1832 - 2017 на різальні пластини – RNGN 090300T.



а)

б)

Рисунок 1 – Загальний вигляд ріжучих пластин перед випробуванням (а) та SEM- зображення однорідного за структурою і безпористого композиту спеченого в системі cBN- ZrC -Al

Всі керамічні пластини мали однорідну міжзерену структуру (рис. 1б), блискучу поверхню та гостру ріжучу кромку без сколів та дефектів (рис. 1а). Твердість за Вікерсом (HV10) яка визначена шляхом індентування алмазною пірамідою становила від 28 до 41 ГПа і є достатньо високою (табл. 1) навіть для обробки загартованих сталей. Різальна здатність інструментів із отриманих КМК оцінена на токарному верстаті Torshälla CNC (Швеція) в умовах поздовжнього безперервного високошвидкісного точіння з використанням охолоджуючої рідини. Точінню піддавалась аустенітна нержавіюча сталь AISI 316 L (хімічний склад: Fe- 64, Ni-16, Cr-15, Mo-3, C-0.03 %). Умови металообробки вибрані наступні: швидкість різання  $v_c = 300$  м/хв, подача  $f = 0,15$  мм/об, глибина різання  $a_p = 0,3$  мм, час випробувань 30 сек. Площадка зносу ріжучої пластини по задній поверхні (VB) після точіння оцінено візуально із використанням стерео мікроскопу Olympus SZX7. В даній роботі використано наступний критерій профпридатності ріжучої пластини- площадка зносу після точіння не повинна бути більшою за 300 мкм. Дуже високими показниками є знос в межах 40-50 мкм, середніми значеннями вважають не більше 90-100 мкм.

В табл.1 наведені деякі фізико-технічні та експлуатаційні характеристики отриманої ріжучої кераміки та значення оптимальної температури її спікання ( $T_{сп.}$ ). Модуль Юнга, як величина що також вказує на міцність міжчастинкових контактів характеризує отриману кераміку із позитивної сторони, оскільки значення від 500 до 600 ГПа є доволі високими для подібних композитів ВL- групи. З іншої сторони фактично нульова пористість (в тому числі і закрита), рівномірність із розподілу зерен cBN і відповідного карбіду в матриці КМК, висока твердість доводить ефективність як задіяної технологічної схеми так і вдалий вибір карбідних зв'язок.

Таблиця 1 – Деякі фізико-технічні та експлуатаційні характеристики отриманих КМК

| Система                                  | $T_{сп.}, ^\circ C$<br>(оптимальна) | Модуль Юнга,<br>ГПа | Твердість<br>HV10, ГПа | Знос (мкм)<br>для<br>AISI 316 L |
|--|-------------------------------------|---------------------|------------------------|---------------------------------|
| cBN- NbC -Al                             | 2000-2200                           | 630                 | 40                     | 55                              |
| cBN- VC -Al                              | 2000-2150                           | 620                 | 39                     | 110                             |
| cBN- TaC -Al                             | 2000-2200                           | 580                 | 35                     | 90                              |
| cBN- ZrC -Al                             | 1750-1900                           | 540                 | 30                     | 50                              |
| cBN- HfC -Al                             | 2000-2200                           | 560                 | 28                     | 60                              |
| cBN- Cr <sub>3</sub> C <sub>2</sub> -Al  | 1900-2150                           | 550                 | 36                     | 250                             |
| cBN- Ti <sub>4</sub> WC <sub>5</sub> -Al | 1900-2200                           | 640                 | 41                     | 55                              |

Згідно проведених випробувань для точіння нержавіючої сталі AISI 316 L найбільш придатні керамічні матеріали отримані за участю подвійного карбіду Ti<sub>4</sub>WC<sub>5</sub> та монокарбідів ZrC і NbC. В кінці цього списку є хромвмісні КМК та матеріали отримані в системі cBN-VC-Al, хоча і вони не перетнули межу зносу в 300 мкм яку вважають критичною щодо профпридатності ріжучого інструменту.

**Висновки.** Як слідує із представлених даних всі розглянуті 7 карбідних систем при температурах спікання до 2200 °C формують високомодульну міцну кераміку яка може бути використана для високошвидкісної обробки нікелевих сплавів. Слід зазначити, що аустенітна нержавіюча сталь AISI 316L є доволі розповсюдженою та широко застосовується при виготовленні медичного обладнання, хімічних реакторів, міцних нержавіючих корпусів в приладобудуванні в тому числі військового призначення. Механообробка за швидкості в 300 м/хв розробленими нами КМК дозволить суттєво скоротити час точіння та знизить собівартість кінцевого продукту.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. V. Bushlya et al., "On chemical and diffusional interactions between PCBN and superalloy Inconel 718: Imitational experiments," *J. Eur. Ceram. Soc.*, vol. 39, no. 8, pp. 2658–2665, 2019.
2. Y. Huang, Y. K. Chou, and S. Y. Liang, "CBN tool wear in hard turning: A survey on research progresses," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 35, no. 5–6, pp. 443–453, 2007.
3. S. Veprek, A. Zeer, and R. Riedel, "Handbook of ceramic hard materials," *Wiley, Weinheim, ISBN*, pp. 3–527, 2000.
4. J. Barry and G. Byrne, "Cutting tool wear in the machining of hardened steels," *Wear*, vol. 247, no. 2, pp. 139–151, 2001.
5. V. Bushlya, O. Gutnichenko, "Effects of cutting speed when turning age hardened inconel 718 with PCBN tools of binderless and low-CBN grades," *Mach. Sci. Technol.*, vol. 17, no. 4, pp. 497–523, 2013.
6. E. Benko, J. S. Stanislaw, B. Królicka, A. Wyczesany, and T. L. Barr, "CBN-TiN, cBN-TiC composites: Chemical equilibria, microstructure and hardness mechanical investigations," *Diam. Relat. Mater.*, vol. 8, no. 10, pp. 1838–1846, 1999.
7. A. Czan, M. Sajgalik, J. Holubjak, L. Zauskova, T. Czanova, and P. Martikan, "Identification of Temperatures in Cutting Zone when Dry Machining of Nickel Alloy Inconel 718," *Procedia Manuf.*, vol. 14, pp. 66–75, 2017.

## ВПЛИВ ГЛОБАЛЬНОГО ПОТЕПЛІННЯ

Матвеев В.В.

Херсонська державна морська академія, Україна

**Скорочення та пояснення:** ОНУВ – зумовлені на національному рівні вклади щодо скорочення викидів; RFC1 – унікальні та ті що перебувають під загрозою системи; RFC2 – екстремальні погодні явища; RFC3 – розподіл дій; RFC4 – глобальний сукупний вплив; RFC5 – великомасштабні разові події; Дуже високий (VH) – пурпуровий – дуже високі ризики та наявність значної незворотності чи стійкості небезпечних ситуацій, пов'язаних з кліматом, разом з обмеженою можливістю пристосуватися до них внаслідок природної небезпеки чи впливу; Високий (H) – червоний – серйозні та широко поширені впливи/ ризики; Середній (M) – жовтий – вплив / ризики, що виявляються та приписуються зміні клімату з щонайменше середнім ступенем достовірності; Непомітний – білий – жодних впливів через зміну клімату не виявлено; IPCC – Intergovernmental Panel on Climate Change (Міжурядова група експертів зі зміни клімату).

**Обмеження зростання температури в 1,5 ° C понад «індустріальний рівень» забезпечить переваги і дозволить уникнути значних ризиків.** Глобальне потепління на 1,5 ° C – спеціальна доповідь МГЕЗК про наслідки глобального потепління на 1,5 ° C понад до індустріальний рівень і пов'язані з цим глобальні шляхи зниження викидів парникових газів у контексті посилення глобального реагування на загрозу зміни клімату, сталого розвитку та зусиль щодо викорінення злиднів було випущено у жовтні 2018 р. та викликало громадське обговорення питання про зміну клімату. Крім того, у трьох спеціальних доповідях IPCC, опублікованих у 2018 та 2019 рр., міститься глибший аналіз додаткових та конкретних аспектів зміни клімату. Буде представлена зведена доповідь, яка буде підготовлена до глобального підбиття підсумків у 2023 р., коли уряди розглянуть Паризьку угоду та їх ОНУВ\* у рамках цієї угоди.

Загальні викиди CO<sub>2</sub> визначають можливість обмеження потепління рівнем 1,5 ° C до 2100 г. (рис. 1).

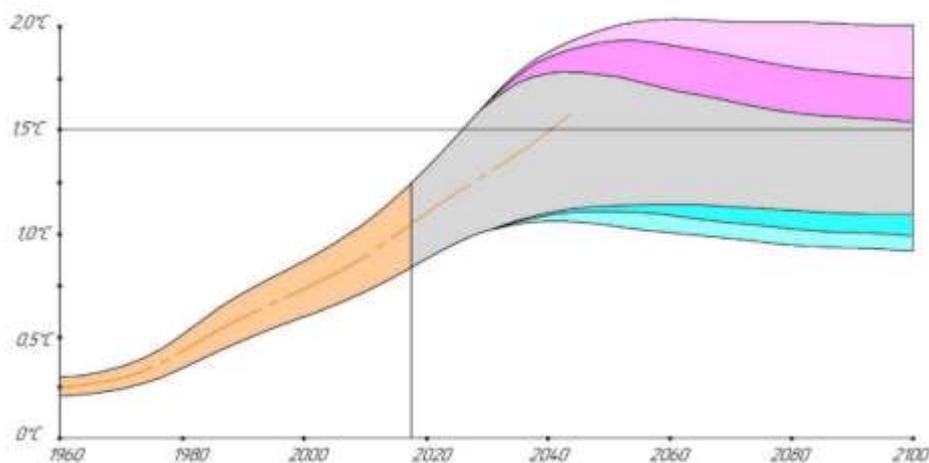


Рисунок 1 – Графік потепління порівняно з доіндустріальним періодом, сценарії емісії та не пов'язаний із CO<sub>2</sub> радіаційний вплив (1960...2100 рр.): Сірий сектор на графіку – ймовірний діапазон зростання температури, змодельований за простою кліматичною моделлю (гіпотетичне майбутнє); Блакитний сектор – сценарії швидшого зниження емісій CO<sub>2</sub>; Рожевий сектор – сценарій зміни середньої температури землі у разі досягнення нульових емісій CO<sub>2</sub> до 2055 р

Як рівень глобального потепління впливає на наслідки та ризики для показників, що викликають занепокоєння, і для окремих природних систем, секторів діяльності та життя людства (рис. 2).

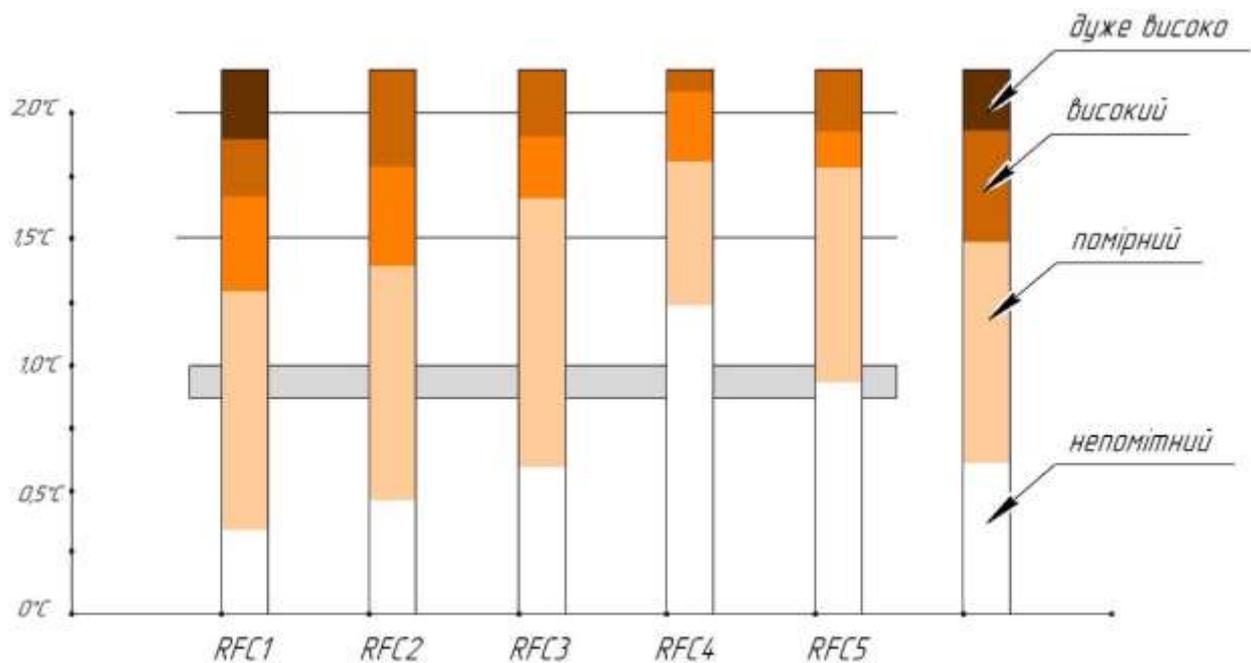


Рисунок 2 – Оцінка впливів та ризиків при різному рівні температур глобального потепління; RFC1 – унікальні та перебувають під загрозою системи; RFC2 – екстремальні погодні явища; RFC3 – розподіл дій; RFC4 – глобальний сукупний вплив; RFC5 – великомасштабні разові події

8 серпня 2019 р. була опублікована спеціальна доповідь IPCC про зміну клімату, спустошення, деградацію земель, стійке землекористування, продовольчу безпеку та рух парникових газів у наземних екосистемах. Основні висновки доповіді викладено нижче.

- Земля є найважливішим ресурсом – ми покладаємося на неї в плані продовольства, води, здоров'я та благополуччя, але вона вже зазнає руйнівного тиску людини. Зміна клімату посилює цей тиск. Сільське господарство, виробництво продовольства та вирубування лісів є основними факторами, що ведуть до зміни клімату.

- Скоординовані дії щодо боротьби зі зміною клімату можуть одночасно покращити стан землі, продовольчу безпеку та харчування, а також допомогти покінчити з голодом.

- Спосіб, який ми виробляємо наші продукти харчування, має значення; дієтичний вибір може допомогти зменшити викиди та тиск на землю.

- Ми можемо взяти певних дій як для боротьби з деградацією земель, так і для запобігання подальшій зміні клімату або адаптації до цього.

- Земля, яку ми вже використовуємо, могла б нагодувати світ в умовах клімату, що змінився, і забезпечити нас біомасою як відновлюваним джерелом енергії, але для цього будуть потрібні завчасні дії з довгостроковою перспективою за декількома напрямками.

- Поліпшення управління земельними ресурсами також сприяє збереженню біорізноманіття.

- Вирішення цієї проблеми вимагає скоординованого реагування.

- Більш ефективне управління земельними

Ресурсами може зіграти свою роль у вирішенні проблеми зміни клімату, але воно не може вирішити її повністю.

Нові дослідження показують, що нинішня концентрація CO<sub>2</sub> в атмосфері є безпрецедентною за останні 3 млн років і що глобальна температура ніколи не перевищувала до індустріального значення більш ніж на 2 ° C за цей час. Комбінація орбітальних циклів Землі у постійній взаємодії з біогеохімічними процесами, такими, як регулювання парникових газів на суші та в океані, зумовила довгострокову стабільність протягом цього часу, і зараз є нове розуміння того, що ці взаємодії змінюються.

Вплив антропогенної зміни клімату на збільшення частоти та/або інтенсивності екстремальних явищ стає дедалі переконливішим при розгляді низки тематичних досліджень.

Так, наука покращила наше розуміння того, як взаємозв'язки між океанськими течіями, крижаними щитами та теплообмін в атмосфері та на суші можуть значно прискорити потепління та збільшити кількість екстремальних погодних явищ. Нещодавні приклади включають підтвердження того, що уповільнення вітрів, що швидко рухаються, у верхніх шарах атмосфери було безпосередньо пов'язано з тепловими хвилями, що побили всі рекорди, в Північній Америці, Європі та Азії в 2018 і 2019 рр. і що серії екстремальних опадів були пов'язані як між собою, незважаючи на відстань тисячі кілометрів, так і з рухом згаданих вітрів.

Підвищення рівня Світового океану та окислення океану є іншими важливими показниками зміни клімату, і обидва ці явища прискорюються з серйозними наслідками для угруповань прибережних організмів та місць їх проживання. У період 2007-2016 років темпи підвищення рівня Світового океану зросли приблизно до 4 мм/рік, що значно перевищує довгострокову тенденцію 3 мм/рік. Підкислення океану прогресує сьогодні значно швидше, ніж раніше.

В даний час ми також знаємо, що землекористування людини безпосередньо зачіпає понад 70 % вільної від льоду поверхні Землі і що, за оцінками, 23 % від загального обсягу викидів парникових газів (2007–2016 рр.) припадає на сільське господарство, лісове господарство та інші види землекористування. Землекористування та зміни в ньому не лише впливають на клімат, а й викликають втрату біорізноманіття та екологічних системних послуг.

Тільки негайні та всеосяжні дії, охоплюючи: глибоку декарбонізацію, доповнену масштабними політичними заходами, захист та збільшення поглиначів вуглецю, підтримка біорізноманіття, а також зусилля з видалення CO<sub>2</sub> з атмосфери – дозволять нам виконати Паризьке угоду.

**Глибока декарбонізація.** Шляхи обмеження потепління до 1,5 ° C вимагають скорочення вдвічі глобальних викидів кожні 10 років починаючи з 2020 р. та дотримання глобального вуглецевого бюджету - близько 420...570 млрд т загального чистого CO<sub>2</sub>, що викидається в атмосферу. Така глибока декарбонізація також потребує серйозних перетворень у всіх соціотехнічних системах суспільства, починаючи з енергетичного та продовольчого секторів як основних.

В енергетичному секторі соціальні та технологічні інновації у поєднанні з жорсткими стандартами ефективності можуть потенційно знизити попит на енергію без шкоди для глобального рівня життя, особливо у зв'язку з тим, що вже існують легкодоступні технологічні заміни для більш ніж 70 % сьогоднішніх викидів. Швидкість трансформації також визначатиметься зростаючими політичними, технологічними та економічними імпульсами у бік відновлюваних джерел енергії. У період з 2006 по 2016 р. частка сонячної та вітрової енергетики у світовому виробництві електроенергії зросла з 0,7 до 5 %, подвоюючись кожні 3 роки за одночасного зниження цін.

У продовольчому секторі нові дослідження підтверджують, що глобальний перехід до здоровішого харчування (включаючи скорочення споживання м'яса) та більш стійкої системи виробництва продовольства мають вирішальне значення для виконання цілей Паризької угоди і можуть запобігти 11 млн смертей на рік.

**Захист та зміцнення поглиначів вуглецю та підтримання біорізноманіття.** Захист існуючих поглиначів вуглецю та біорізноманіття, а також їх розвиток можливі завдяки природним рішенням, що сприяють збереження ландшафтів, відновлення деградованих лісових земель у глобальному масштабі та вдосконалення заходів щодо управління земельними ресурсами. Такі дії могли б забезпечити більше третини заходів щодо полегшення наслідків клімату, необхідних у період від цього моменту до 2030 р. для стабілізації потепління на рівні нижче 2 ° C, та можуть допомогти звернути назад деякі негативні наслідки зміни клімату (Деградацію земель).

**Видалення CO<sub>2</sub>.** Для досягнення цільового показника в 1,5 ° C протягом цього століття з повітря має бути видалено приблизно 100...1000 млрд т CO<sub>2</sub>. Для цього було запропоновано цілу низку технологій негативних викидів (NETs) – від лісовідновлення та лісорозведення до біоенергетики з уловлюванням та зберіганням вуглецю (BECCS) або прямого уловлювання CO<sub>2</sub> у повітрі. Вони дуже різняться з погляду досконалості потенціалу, витрат, ризиків, супутніх вигод та компромісів.

Технології NET відіграють важливу роль у сценаріях пом'якшення наслідків відповідно до Паризької угоди, але в набагато більшому масштабі, ніж вони випробовуються і розгортаються в даний час. Існує також ризик того, що вони можуть бути використані для затримки здійснення політики скорочення викидів. У той час як NETs будуть незамінні в поєднанні з іншими зусиллями щодо зниження наслідків потепління, особливо для врівноваження таких джерел викидів, як авіація або велика рогата худоба, варіанти великомасштабного розгортання обмежені можливостями здійснення та компромісами, що зростають, у сфері сталого розвитку. Крім того, нові оцінки вказують на те, що до 2050 р. можуть бути реалізовані лише деякі з великомасштабних варіантів видалення CO<sub>2</sub>. Тому на такі методи не можна покладатися протягом наступних кількох десятиліть, а саме за цей час має бути виконана Паризька угода.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Спеціальна доповідь Міжурядової групи експертів зі зміни клімату за 2018 та 2019 рр.[упорядник IPCC]

## РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ДВИГУНА З СУХИМ КАРТЕРОМ ДЛЯ АВТОМОБІЛЯ ТИПУ «БАГГІ»

Слинько Г.І., Сухонос Р.Ф., Клименко Є.В.  
Національний університет «Запорізька політехніка», Україна

**Вступ.** В роботі обґрунтовано необхідність розробки методики розрахунку параметрів систем мащення двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) з сухим картером. Це сприяє підвищенню надійності та техніко-експлуатаційних показників ДВЗ для спортивних автомобілів, мотоциклів, позадорожньої техніки, зокрема, автомобілів «баггі».

**Актуальність дослідження.** Промисловістю випускаються ДВЗ з сухим картером різного призначення, також відомі комплекти для переобладнання ДВЗ з мокрим картером. Така система є необхідною для забезпечення тривалої безпечної роботи двигунів, що працюють зі значними прискореннями та нахилами в просторі. Проте з аналізу літературних джерел встановлено, що методики розрахунку систем живлення з сухим картером відсутні. Існуючі методики стосуються лише систем мащення з мокрим картером [1–5]. Немає методик розрахунку параметрів насосів для систем мащення з сухим картером, які відрізняються конструкцією від насосів систем мащення з мокрим картером. Таким чином є актуальним питання розробки методики розрахунку параметрів систем мащення з сухим картером, що забезпечить можливість визначити параметри елементів системи мащення для двигунів різних типів.

**Мета і завдання дослідження.** Метою даної роботи є дослідження особливостей роботи системи мащення двигуна MeM3-317 з сухим картером для автомобіля «баггі». В роботі вирішено наступні завдання: складено схему модернізації двигуна; розроблено методику гідравлічного розрахунку системи мащення ДВЗ з сухим картером; визначено потрібні характеристики трьохсекційного насоса.

### Результати досліджень.

Використовуючи креслення двигуна і результати натурних вимірювань, складено гідравлічну схему системи мащення бензинового 4-циліндрового двигуна MeM3-317 у базовому виконанні. Розроблено проект модернізації двигуна під систему мащення з сухим картером (рисунок 1). Схема системи мащення на рисунку 1 представляє собою розгалужений трубопровід. На схемі показано довжини всіх відрізків трубопроводу, їх діаметри, місцеві опори (втрати) – фільтри грубої і тонкої очистки, повороти, дроселювання.

Відповідно до схеми, для забезпечення безперебійної подачі масла в двигуні при будь-якому положенні баггі, пропонується на двигун MeM3-317 встановити 3-секційний масляний насос (одна секція – нагнітаюча, дві секції – відкачуючі); масляний бак; радіатор (оскільки двигун для баггі працюватиме з великими навантаженнями при малій швидкості автомобіля, він потребуватиме додаткового охолодження); піддон картера зменшеної висоти. Встановлення системи з сухим картером дозволяє зменшити висоту двигуна на 86 мм. Це дозволяє збільшити кліренс автомобіля або зменшити його центр мас.

Для підбору типу насосу необхідно виконати гідравлічний розрахунок системи мащення двигуна. Відомі методики [1–5] дозволяють виконати гідравлічний розрахунок системи мащення ДВЗ з мокрим картером, проте зі значними припущеннями і спрощеннями.

Виконано гідравлічний розрахунок двигуна MeM3-317 з сухим картером на основі модифікованої методики [5] з наступними припущеннями:

- ділянка трубопроводу, що сполучає канали до корінних шийок, вважається паралельним розгалуженням.
- тиск у каналах до корінних шийок визначається з рівняння Бернуллі для початкового та кінцевого перерізів при  $V_{нач} = V_{кон}$ ,  $Z_{нач} = Z_{кон}$ ,  $P_{нач} = P_{кон}$ .
- тиск у піддоні картера приймаємо рівним атмосферному тиску  $P_a = 101300$  Па;
- коефіцієнти тертя  $\lambda$  визначаються з умов руху рідини і зони шороховатості труб, вважаючи шороховатість труб  $\Delta = 0,03$  мм =  $3 \cdot 10^{-5}$  м.

– параметр кінематичної в'язкості  $\nu$  впливає на число Рейнольдса (як і швидкість  $V$  і діаметр  $d$ ) і відповідно на коефіцієнт тертя  $\lambda$ .

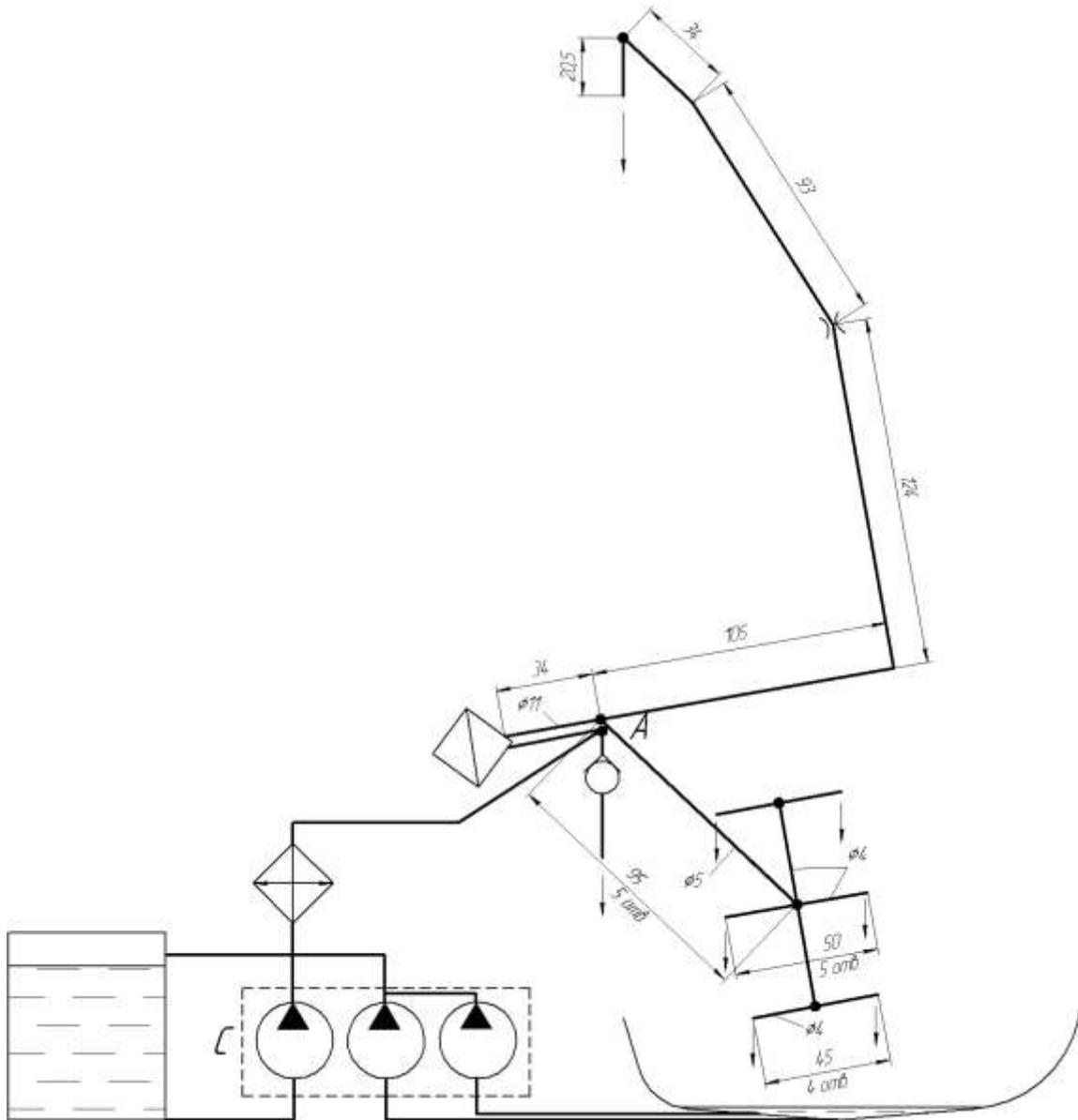


Рисунок 1 – Гідралічна схема системи мащення з сухим картером двигуна MeM3-317

За основу гідралічного розрахунку систем мащення ДВЗ з сухим картером обрано методику [5], модифіковану наступним чином:

- враховано витрату масла до головки циліндрів;
- враховано п'ять трубопроводів до корінних шийок (замість трьох);
- враховано, що центральна корінна шийка не сполучається з жодною шатунною шийкою;
- враховано різність діаметрів масляних каналів.

До основних параметрів системи мащення відносять:

- об'єм масла в системі мащення;
- циркуляційна витрата масла в системі мащення;
- тиск масла на вході в двигун та перед парами тертя.

Об'єм масла в системі мащення двигуна MeM3-317 – відома величина, яка складає 3,45 л [6]. Інші два параметри розраховуються.

Циркуляційна витрата масла в системі мащення  $G_m = 27,2$  л/хв =  $453 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/с визначається кількістю тепла, відведеного маслом від деталей двигуна  $q$  і перепадами масла  $\Delta T$  на виході з двигуна і на вході до нього [1, 7].

Використовуючи гідравлічну схему системи мащення двигуна MeM3-317, розраховано швидкості, тиски, втрати по довжині та місцеві втрати в трубопроводах системи мащення. Розраховано характеристики насоса, необхідні для забезпечення надійного мащення деталей двигуна MeM3-317 із системою мащення з сухим картером:

- потрібна потужність  $N = 260,8$  Вт;
- потрібний тиск  $P = 576,1$  кПа;
- потрібна подача  $Q = 27,2$  л/хв.

З каталогу виробника систем мащення для встановлення на двигуна MeM3-317 автомобіля «баггі» вибираємо насос PACE BG – 3 STAGE 1.118''/1.118''/1.118'' з наступними характеристиками: максимальна подача при  $1000 \text{ хв}^{-1}$  – 29,0 л; максимальний тиск – 670 кПа; вбудований перепускний клапан з регульованим тиском; габаритні розміри 69,5 x 131,0 x 192,5 мм.

**Висновки.** Використовуючи гідравлічну схему системи мащення двигуна MeM3-317 з сухим картером, розраховано швидкості, тиски, втрати по довжині та місцеві втрати в трубопроводах. Розроблений проект дозволяє модернізувати двигун MeM3-317 для забезпечення його надійної довготривалої роботи на автомобілі «баггі».

На ділянках трубопроводу 1 і 2 (від головної масляної магістралі до корінних та шатунних шийок і до опор розподільного валу) числове значення критерія Рейнольдса менше за граничне  $Re_{1,2} < Re_{кр} = 2300$ , потік рідини в цих трубопроводах ламінарний. У трубопроводі 3 (від головної масляної магістралі до маслозабірника)  $Re_3 = 3608...4592$ , тобто спостерігається перехідний (змішаний) режим течії, коли турбулентна течія більш імовірна, але ламінарна течія у деяких випадках теж спостерігається – так звана нестійка турбулентність.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1985. – 456 с.
2. Тимченко, І. І. Системи ДВЗ: Навчальний посібник [Текст] / І. І. Тимченко, П. В. Жадан, С. С. Жилін. – За заг. ред. проф. І. І. Тимченко. – Х. : ХНАДУ, 2007. – 204 с.
3. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]: Учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2008. – 496 с.
4. Жулина, Е. Г. Основы гидравлических расчетов на автомобильном транспорте. Ч. 1: Учебно-методическое пособие [Текст] / Сост. : Е. Г. Жулина, А. Г. Китов. – Н. Новгород : ВГИПУ, 2010. – 52 с.
5. Задание и методические указания к выполнению курсовой работы «Гидравлический расчет системы смазки двигателя» для студентов специальности 6.010.100 по дисциплине «Гидравлика и гидропневмопривод» [Текст] / Сост. В.Я. Ермолаев. – Х.: ХНАДУ, 2006 – 48 с.
6. Автомобили AvtoZAZ-Daewoo Sens 1.3i Chance 1.3i Lanos 1.4i. Руководство по ремонту и обслуживанию [Текст]. – Х. : Ранок. – 232 с.
7. Методические указания к выполнению раздела дипломного проекта «расчет основных систем установок с ДВС» [Текст] / Сост Р. Козачков. – Харьков: ХПИ, 1987 – 28 с.

## ВИКОРИСТАННЯ ТЕРМОХІМІЧНИХ АКУМУЛЯТОРІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК СУДЕН ПОРТОВОГО ФЛОТУ

Голеншин Є.В.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

**Вступна частина.** Посилення екологічних вимог до енергетичних установок (ЕУ) морських і річкових суден та постійне здороження викопного палива вимагає від експлуатаційних та проектних організацій пошуку технічних рішень спрямованих на підвищення енергоефективності ЕУ суден, зменшення споживання ними викопного палива та відповідно зменшення забруднення атмосфери зовнішнього повітря. Особливістю експлуатації портового флоту є доволі часта зміна режимів роботи судна, при цьому на певних режимах роботі ЕУ відбувається скидання теплової енергії у навколишнє середовище, а у режимі очікування є потреба в її генерації, яка задовольняється за рахунок витрачання палива та ресурсу енергетичної установки. Циклічність роботи судна дозволяє розглядати, у даних умовах, застосування в складі ЕУ системи акумуляування теплової енергії, яка може утилізувати теплову енергію при роботі двигунів та віддавати її за потребою, коли двигуни не працюють. Це дозволяє підвищити енергоефективність ЕУ судна, зменшити споживання палива, ресурсу ЕУ та викиди у навколишнє середовище.

**Основна частина.** Застосування системи акумуляції теплової енергії може бути розглянуто для ЕУ портових буксирів. У даних суден відбувається є доволі часта зміна режимів роботи протягом доби. Значний період часу при цьому буксири знаходяться у режимі очікування, коли головні двигуни та дизель-генератори не працюють, а електропостачання суднового обладнання здійснюється від берега або суднових акумуляторних батарей. У зимовий період навігації на суднах існує доволі значна потреба у тепловій енергії для підтримання температури у суднових приміщеннях, підтриманні ДВЗ у гарячому резерві або для його прогріву, та на побутові потреби. Ця потреба у режимі очікування може покриватися за рахунок: роботи суднового котла, споживанням берегової електроенергії, постійною роботою одного з двигунів на режимах з малим навантаженням, періодичною роботою одного з двигунів. Усі ці способи генерації теплової енергії потребують додаткової витрати палива або електроенергії, у той час як на основних робочих режимах ЕУ має місце надлишок теплової енергії, яка скидається у навколишнє середовище.

Деякі власники буксирного флоту намагаються використовувати системи акумуляування теплової енергії на своїх суднах. Так компанія Kotug International BV у 2016 році на одному зі своїх буксирів ZP Bison (проект Damen Azimuth Tractor Drive Tug 2412) впровадила систему акумуляування теплової енергії [1]. Система виконана з застосуванням теплоакумуючого матеріалу (ТАМ) з фазовим переходом та утилізує теплову енергію від системи охолодження двигунів. Температура плавлення ТАМ – 85 °С, питома об'ємна енергоемність – 73 кВт·год/м<sup>3</sup>, об'єм бака-акумулятора з ТАМ – приблизно 2 м<sup>3</sup>. Власники заявляють, що ця система дозволяє скоротити споживання енергії у режимі очікування на 50%, приблизно на 50000 кВт·год за рік [1].

Одним з основних питань при проектуванні системи акумуляування теплової енергії є вибір способу акумуляування теплової енергії – за рахунок теплоємкісного накопичення у теплоакумуючому матеріалі, за рахунок плавлення теплоакумуючого матеріалу або з використанням термохімічної реакції. Конструкції таких систем суттєво відрізняються.

Також важливим фактором є вибір, яку теплову енергію ми утилізуємо – тепло від охолоджувальної води ДВЗ або тепло відхідних газів ДВЗ. Це теж суттєво впливає на конструкцію системи та вибір теплоакумуючого матеріалу або термохімічної реакції.

Якщо порівнювати тільки теоретичну кількість теплової енергії, яка може бути накопичена певними теплоакумуючими матеріалами або у певних термохімічних реакціях, застосування яких можливе та доцільне у температурних діапазонах характерних для

утилізації теплової енергії від охолоджувальної води або відхідних газів ДВЗ, то термохімічні реакції мають більш високі питомі показники накопичення теплової енергії [2]. Тому розгляд застосування систем акумулювання теплової енергії на їх основі на суднах може бути доцільним.

Основні вимоги до судових термохімічних систем акумулювання теплової енергії наступні:

- температури реакцій знаходяться у потрібному температурному діапазоні;
- висока питома енергоємність (масова та об'ємна) системи акумулювання;
- досить висока швидкість реакції, як в одному, так і в другому напрямку, яка забезпечує необхідний темп заряджання та віддавання енергії;
- легке відокремлення продуктів реакції;
- хороша зворотність реакції без будь яких вторинних реакцій;
- відсутність погіршення параметрів при великій кількості циклів заряджання-розряджання;
- стабільне зберігання, як початкових матеріалів, так і продуктів реакції;
- нетоксичність, некорозійність, негорючість та вибухонебезпечність, як початкових матеріалів, так і продуктів реакції;
- малі зміни об'єму під час реакції;
- стійкість до вібрації та коливань;
- прийнятна ціна усієї системи.

Виконання таких вимог суттєво обмежує вибір хімічної реакції для створення системи акумулювання, а питомі показники накопичення теплової енергії в системі виходять значно нижчими ніж теоретичні.

Зараз у світі проводяться дослідження щодо застосування термохімічних систем акумулювання теплової енергії для стаціонарної енергетики, автомобільного транспорту та теплопостачання будівель. Хоча потрібна енергоємність системи акумулювання для буксиру дещо вища ніж для автомобільного транспорту та нижча ніж для стаціонарної енергетики, питомі показники цих систем можна використати для попередньої оцінки доцільності впровадження такої системи на судні.

Зараз для енергетичних установок з ДВЗ в основному досліджуються термохімічні системи акумулювання у двох температурних діапазонах – для утилізації тепла охолоджувальної води ДВЗ та відхідних газів.

В публікації [3] для утилізації теплової енергії з системи охолодження ДВЗ (температури до 100 °С) у якості термохімічної реакції дослідниками обрано процес сорбції-десорбції хлориду кальцію, зокрема так зване «гетерогенне випаровування», яке у даному діапазоні температур забезпечує найбільшу щільність енергії. При гетерогенному випаровуванні має місце одночасно реакція десорбції та зміна фази одного з компонентів з твердого у газоподібний стан. Це дозволяє розділити компоненти та не допустити їх зворотне реагування.

Реакція сорбції-десорбції хлориду кальцію наступна:

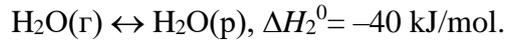


На стадії гідратації гідрату солі хлориду кальцію від  $\text{CaCl}_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$  до  $\text{CaCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$  має місце теоретична щільність енергії 472 кДж/кг із сорбатною водою [4].

Відносно активної маси поглинача, питома енергетична щільність для розробленої дослідниками конструкції при температурах випробування 20 °С та –12 °С становить 210 та 170 кДж/кг відповідно, а пік потужності досягається через 40...50 с з подальшим поступовим зниженням [3].

Ця ж термохімічна реакція досліджувалась для систем теплопостачання будинків у проекті «LOCIE» [4]. Питома енергоємність прототипу установки склала 116 кВт·год/м<sup>3</sup>. У цьому проекті температура розряджання становила 21 °С при потужності тепловіддавання 560 Вт та енергоємності 15 кВт·год.

В публікації [5] наведені дані щодо системи утилізації теплової енергії від відхідних газів ДВЗ зі застосуванням реакції гідратації-дегідратації оксиду магнію:



Ця реакція має хорошу оборотність при атмосферному тиску і теоретичну питому енергоємність 380 кВт·год/м<sup>3</sup>.

В описаній експериментальній установці у режимі накопичення тепла зневоднення  $\text{Mg}(\text{OH})_2$  відбувається завдяки підводу тепла від відпрацьованих газів, при температурі понад 350°C, при цьому утворюються оксид магнію та водяна пара. Пара конденсується в ємності для води при 50°C. У режимі споживання теплової енергії конденсована вода нагрівається приблизно до 80°C, і пара, що утворюється, реагує з оксидом магнію в реакторі. Тепло виділяється при температурі до 150°C [5].

В публікаціях [6] та [7] також розглядалося застосування даної реакції для акумулювання теплової енергії. Для різних конструкцій експериментальних установок та умов підведення-відведення теплової енергії були отримані питомі енергоємності установок від 70 кВт·год/м<sup>3</sup> до 130 кВт·год/м<sup>3</sup>.

Як видно з опублікованих результатів досліджень теоретична перевага термохімічних систем акумулювання над іншими системами у питомій енергоємності практично нівелюється коли порівнюються експериментальні установки. На показники енергоємності системи термохімічного акумулювання в цілому та на її динамічні характеристики суттєво впливає конструктивне виконання реакторної частини, вибір матеріалів та тиску у реакторі, конструкція теплообмінних поверхонь для підведення та відведення теплової енергії, тощо. Вплив цих параметрів та показники енергоємності систем термохімічного акумулювання повинні бути дослідженими для умов експлуатації у складі суднових енергетичних установок суден портового флоту.

Також проектування системи акумулювання теплової енергії для ЕУ портового буксиру потребує вивчення режимів роботи судна, потреб у тепловій енергії при наявних кліматичних умовах експлуатації, оцінки можливостей розміщення елементів системи акумулювання на судні тощо.

**Висновки.** 1. Термохімічні системи акумулювання теплової енергії мають високі теоретичні питомі показники енергоємності у порівнянні з іншими системами акумулювання теплової енергії, тому розробка та дослідження таких систем для суднових енергетичних установок є доцільною.

2. Створення термохімічних систем акумулювання теплової енергії для суднових енергетичних установок потребує дослідження впливу експлуатаційних параметрів ЕУ на динамічні та масагабаритні показники цих систем.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Puretemp. PCM heat-recycling system keeps tugboats ready for action. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.puretemp.com/pcmatters/pcm-heat-recycling-system-keeps-tugboats-ready-for-action>.
2. L.F. Cabeza, *Advances in Thermal Energy Storage Systems: Methods and Applications*, 2014, <https://doi.org/10.1016/C2013-0-16453-7>.
3. M. Jakobi and P. Hofmann, “Residual Heat Utilisation in Vehicles by Thermochemical Energy Storage,” *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)*, no. 77, 2016, pp. 44–49.
4. A. Fopah Lele, *A Thermochemical Heat Storage System for Households*, Springer Theses, 2016, [https://doi.org/10.1007/978-3-319-41228-3\\_2](https://doi.org/10.1007/978-3-319-41228-3_2).
5. Kato, Yukitaka & Takahashi, Fuuta & Watanabe, Akihiko & Yoshizawa, Yoshio. (2001). Thermal analysis of a magnesium oxide/water chemical heat pump for cogeneration. *Applied Thermal Engineering*. 21. 1067-1081. [10.1016/S1359-4311\(00\)00103-4](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00103-4).

6. Zamengo, Massimiliano & Kato, Yukitaka. (2017). Comparison of magnesium hydroxide/expanded Graphite composites for thermal energy storage in cogeneration nuclear power plants. *Energy Procedia*. 131. 119-126. 10.1016/j.egypro.2017.09.463.
7. Piperopoulos, Elpida & Mastronardo, Emanuela & Fazio, Marianna & Lanza, Maurizio & Galvagno, Signorino & Milone, Candida. (2018). Synthetic strategies for the enhancement of Mg(OH)<sub>2</sub> thermochemical performances as heat storage material. *Energy Procedia*. 155. 269-279. 10.1016/j.egypro.2018.11.051.

## ВИКОРИСТАННЯ РОТОРНО-ПУЛЬСАЦІЙНОГО АПАРАТУ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ ВОДНО-ПАЛИВНОЇ ЕМУЛЬСІЇ

Врублевський Р.Є.

Херсонська державна морська академія, Україна

Як показали результати попередніх досліджень, використаємо для приготування ВПЕ (водно-паливної емульсії) для двигуна V&W 6S50MC-C роторно-пульсаційний апарат (рис. 1). Роторно-пульсаційний апарат (РПА), відноситься до диспергуючої техніки і може бути використане в хімічній, нафтопереробній, паливо-енергетичної промисловості, зокрема для приготування до спалювання в котлоагрегатах або зберігання різних паливних сумішей (отримання емульсій паливних сумішей, у тому числі мазуту, що містить воду).

Для отримання якісного продукту з неоднорідних нафтових продуктів, що містять воду, необхідно піддати обробці нафтопродукт та емульгувати воду, що міститься в ньому. На усіх відомих апаратах при обробці та емульгуванні нафтопродуктів, що містять 15 % води (середня, що до обводнює мазуту в приймальних місткостях), виходить емульсія з в'язкістю на 15 % вище за в'язкість початкового рідкого палива. В'язкість є одним з основних параметрів палива, оскільки підвищення в'язкості погіршує те, розпилення та горіння палива, підвищує його витрату і збільшує викиди шкідливих речовин в атмосферу.

Крім того, це робить необхідним додаткове підігрівання палива перед спалюванням, що ускладнює процес управління енергетичними установками і підвищує витрату енергії.

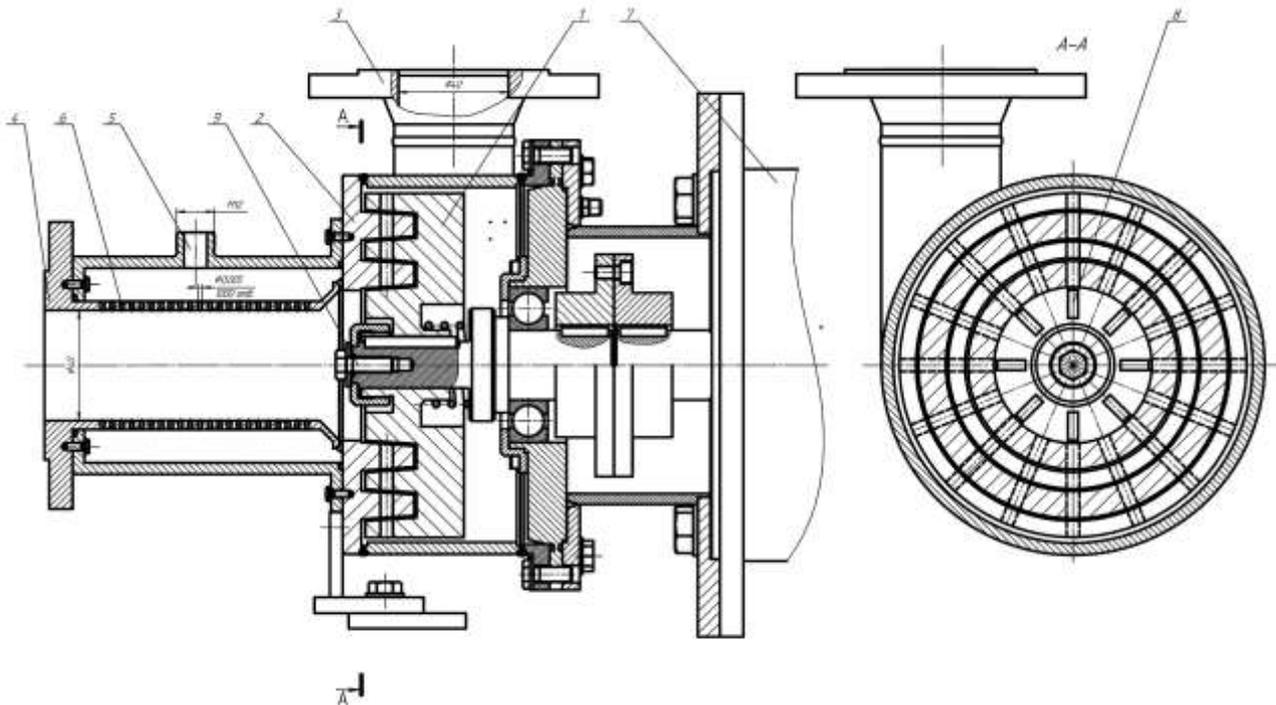


Рисунок 1 – Роторно-пульсаційний апарат для приготування ВПЕ

Завдання, на рішення якої спрямований пропонований РПА, полягає в підвищенні ефективності роботи роторно-пульсаційного апарату при одночасному поліпшенні однорідності оброблюваного середовища за один цикл гомогенізації за рахунок інтенсифікації пульсацій швидкості потоку, часток емульсії, що дозволяють отримати оптимальний розмір – 5...10 мкм.

Технічний результат досягається за рахунок того, що у пристрій – роторно-пульсаційний апарат (рис. 1), що містить впускний 4 та випускний 3 патрубкі, усередині корпусу встановлені ротор 1 та статор 2, забезпечені дисками із зубчастими круговими елементами, розміщеними по концентричних колах, що чергуються. Паливо надходить до впускного патрубка 4, проходить по ньому та насичується водою. Вода подається через

патрубок 5 та проходить в водну камеру де через отвори 6 потрапляє до палива. Потім утворена таким чином ВПЕ надходить до лопаток в роторі апарату, які подають її між статором та ротором та отворами в роторі та статорі. Готова ВПЕ виходить з вихідного патрубка на головний двигун. Регулювальним гвинтом регулюється зазор між статором та ротором.

Принцип дії запропонованого апарату ґрунтований на дії ударних хвиль на колоїдну структуру палива та води, що утворюються при згортанні бульбашок кавітацій. Бульбашки кавітацій утворюються в результаті розривів в рідині при русі зубчастих елементів ротора відносно зубчастих елементів статора в проміжках, між якими знаходиться оброблюване середовище. Параметри ударно-хвильової дії на оброблюване середовище і відповідно необхідний рівень тиску і тривалості обробки визначаються розмірами проміжків між рядами ротора і статора (це визначає розміри бульбашок кавітацій, і, отже, визначає тиск ударних хвиль, що утворюються), числом рядів ротора і статора (це визначає загальний час дії ударних хвиль на оброблюване середовище, тобто час ударно-хвильової обробки), а співвідношення ширини зубчастих елементів до ширини проміжку між ними (це визначає необхідне співвідношення між об'ємом оброблюваного середовища і об'ємом бульбашок кавітацій, тобто забезпечує обробку усього об'єму оброблюваного середовища).

В сукупності запропоновані ознаки забезпечують при одноразовому пропусканні через апарат отримання стабільної водопаливної емульсії з в'язкістю, що не перевищує в'язкості початкового палива і оптимальними розмірами часток з точки зору ефективності горіння і зниження викидів шкідливих часток. При цьому отримувана структура емульсії повністю виключає руйнування емульсії з виділенням води при її тривалому (більше року) зберіганні. При одноразовому пропусканні оброблюваного середовища через запропонований апарат відбувається утворення стабільної структури, яка при багатократному подальшому пропусканні через цей же апарат (повторний повний цикл обробки) вже не змінюється (зберігається в'язкість, стабільність і розмір часток). Це дозволяє без обмежень використати цей апарат в даній енергетичній установці.

При зменшенні сумарної кількості рядів ротора і статора (менше п'яти) із-за зниження часу обробки збільшується розмір часток води, підвищується в'язкість і знижується стабільність емульсії. При збільшенні кількості рядів ротора і статора (більше п'яти) підвищується витрата енергії і знижується продуктивність устаткування. Зменшення проміжку між ротором і статором менше 0,2 мм збільшує тиск в ударних хвилях, що утворюються при згортанні бульбашок кавітацій, що підвищує міру дисперсності асфальтосмолистих речовин.

Занадто висока дисперсність призводить до того, що їх частина осідає на поверхні розділу, а надлишок асфальтосмолистих речовин, що диспергують, залишається в паливі, підвищуючи його в'язкість. Причому чим вище їх дисперсність, тим менша частина асфальтосмолистих речовин адсорбується на поверхні часток води і тим вище підвищується в'язкість середовища і відповідно до емульсії. Зменшення кількості асфальтосмолистих речовин на межі розділу знижує стійкість емульсії.

При цьому для горіння палива також важливо, щоб максимальна кількість важких фракцій знаходилася на поверхні часток води. В цьому випадку при попаданні краплі палива у факел (камеру згорання) частки води, що знаходяться в ній, перетворюються на пару і диспергують паливо. Вода для асфальтосмолистих речовин є ефективнішим окисником, ніж повітря, тому асфальтосмолисті речовини, що знаходяться на поверхні води, швидше диспергують і згорають, чим такі ж речовини, що знаходяться усередині палива.

Підвищення проміжку між ротором і статором вище 0,8 мм знижує дисперсність асфальтосмолистих речовин до рівня, при якому не забезпечується необхідна гомогенність вуглеводневого палива і відбувається збільшення розмірів часток води, що знижує стабільність емульсії та погіршує горіння палива.

Співвідношення ширини зубчастих елементів до величини проміжку між ними визначає співвідношення між об'ємом оброблюваного середовища, що знаходиться в

проміжках між ротором і статором (ширина зубчастого елемента), і загальним об'ємом оброблюваного середовища, що проходить через проміжок між сусідніми зубчастими елементами.

На підставі експериментальних досліджень з різними середовищами (мазутом, іншими нафтопродуктами, водопаливними сумішами), був встановлений можливий діапазон співвідношення між шириною зубчастого елемента і відстанню між ними в кожному ряду роторного і статора диска, який знаходився в межах 0,5/3,0.

При зменшенні співвідношення ширини зубчастих елементів до величини проміжку між ними менше 0,5 – зменшується об'єм бульбашок кавітацій до рівня, що не дозволяє обробити ударними хвилями, що утворюються в них, увесь об'єм оброблюваного середовища, що веде до появи в емульсії часток води з великим розміром і знижує однорідність диспергування асфальтосмолистих речовини, що знижує стабільність емульсія та підвищує її в'язкість.

При збільшенні співвідношення ширини зубчастих елементів до величини проміжку між ними більше 3 (трьох) – знижується продуктивність устаткування.

Оптимальним з точки зору продуктивності і якості обробки є співвідношення ширини зубів до ширини проміжку між зубами в межах від 0,65 до 1,1.

Проаналізувавши вище сказане, реалізуємо схему установки приготування ВПЕ на судні з роторно-пульсаційним апаратом. Схема установки приготування ВПЕ на судні «BALTIC COMMANDER I» зображена на рис. 2. Принцип роботи установки: по трубопроводу 7 вода подається до баку з водою 6, компресор 8 нагнітає повітря в бак з водою, під тиском вода виходить з бака через трубопровід до ротаметру води 5 який визначає об'єм витрати води в одиницю часу. З ротаметру 5 вода надходить до роторно-пульсаційного апарату 4. Паливо подається насосами по трубопроводу до ротаметру палива 2 який визначає об'єм витрати палива в одиницю часу. З ротаметру 2 паливо надходить до впускного фланцю роторно-пульсаційного апарату 4. В роторно-пульсаційному апараті паливо змішується з водою та утворюється ВПЕ, потрібної концентрації води в паливі. Приготовлена ВПЕ подається в двигун.

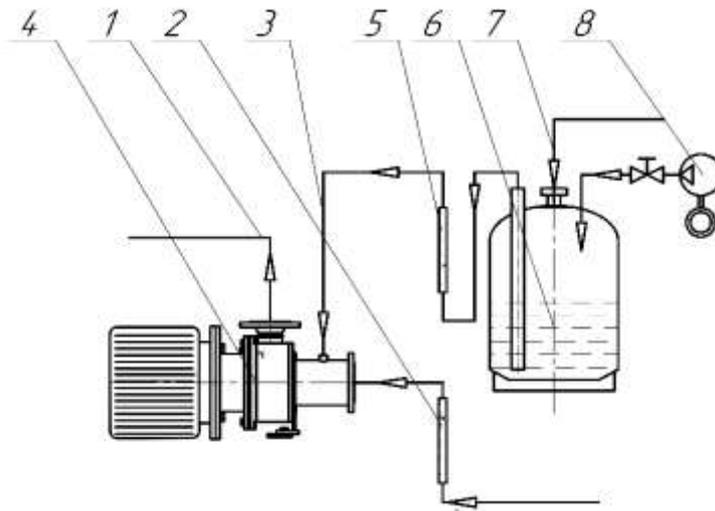


Рисунок 2 – Схема установки приготування ВПЕ на судні: 1 – вихід ВПЕ; 2 – ротаметр для палива; 3 – вхід води до РПА; 4 – РПА; 5 – ротаметр для води; 6 – бак для води; 7 – трубопровід з водою; 8 – компресор

Відмінності в роботі модернізованої паливної системи: вода яка поступає до РПА перемішується з паливом утворює таким чином ВПЕ та надходить до головного двигуна. Якщо станеться аварія то ВПЕ буде перекачуватися до запобіжної цистерни. Це було зроблено для запобігання потрапляння ВПЕ в цистерну з чистим паливом. Процент води в паливі контролюється за допомогою ротаметрів для води та палива, та вимірювачем кількості води в паливі перед входом в двигун.

ЛІТЕРАТУРА

1. Данилов А.М., Селягина А.А. Противоизносные свойства водно-топливных эмульсий для судовых дизельных двигателей / Хим. и технол. топлив и масел № 7, 1987. С. 18–20.
2. Батурин С.А., Лебедев О.И. Исследование процессов смесеобразования и тепловыделения в судовом дизеле при работе на эмульгированном топливе / Труды НИИВТ. Новосибирск, Вып. 100, 1975. с. 40–46.
3. Ломовских А.Е., Иванов В.П., Илларионов В.В., Капустин Д.Е., Сысоев И.П. Роторно-пульсационный аппарат для приготовления БС с дисперсной фазой на основе воды и математическое моделирование дробления капли воды в эмульсии // Сборник материалов докладов по итогам Всероссийской НПК, ч.3. Воронеж: ВАИУ, 2011. С.115.

## ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СТРУКТУРИ ТЕЧІЇ НАВКОЛО БЕЗПЛОТНОГО АПАРАТУ ТИПУ «ЛІТАЮЧЕ КРИЛО»

Арсенюк М.С., Польовий О.Б., Редчиць Д.О.

Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Україна

Невідкладні потреби України у використанні безпілотних апаратів (БПЛА) призвели до появи різноманітних конструкцій цих літальних засобів. Однією з основних ідей конструювання «літаюче крило» є можливість створення підйомної сили всією поверхнею БПЛА, а також мінімізація лобового опору. Як літаючі засоби без переднього або заднього стабілізатора вони відомі досить давно, проте широке коло можливих конфігурацій вимагає постійного вивчення аеродинамічних характеристик нових варіантів. Серед безлічі параметрів, які можна змінювати, є кути установки та стріловидності крил, форма і питома товщина профілю, наявність і форма закінцівок крила (вінглєтів), та інші. Одним із найзручніших і найперспективніших інструментів дослідження аеродинаміки є чисельне моделювання, яке дозволяє в малі терміни детально вивчити аеродинаміку тіл, що обтікаються.

У доповіді розглядається аеродинаміка БПЛА типу «літаюче крило» на моделі з профілем крила Clark YH 12% з кутом установки  $2^\circ$  за наявністю плавно піднятих вінглєто-подібних закінцівок крила (рис.1). Довжина корпусу в центральній частині становила 23,17 см, а розмах крил – 60 см. При швидкості 40 м/с (144 км/год) відповідне число Рейнольдса дорівнювало  $6,3 \cdot 10^5$ .

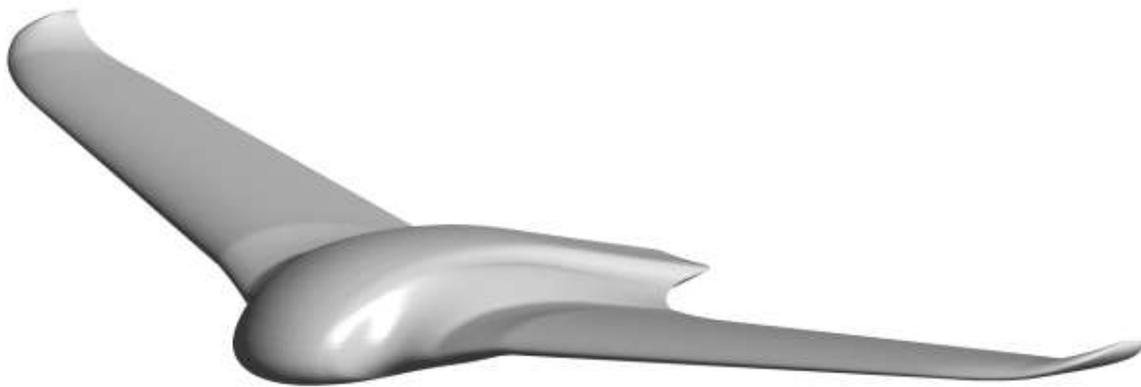


Рисунок 1 – Загальний вигляд БПЛА «літаюче крило»

В якості математичної моделі для розрахунку обтікання моделі БПЛА було застосовано тривимірні нестационарні осереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса (URANS), які записані у довільній криволінійній системі координат. При замиканні системи рівнянь використовувалася модель турбулентності SST Ментера.

Для чисельного розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса використовується контрольний-об'ємний метод, який включає в себе дискретизацію розрахункової області на контрольні об'єми; інтегрування рівнянь на окремих контрольних об'ємах; формування системи алгебраїчних рівнянь; розв'язання лінійної системи алгебраїчних рівнянь. Чисельна методика реалізована в рамках спеціалізованого пакету обчислювальної аеродинаміки, який багато років розробляється в Інституті транспортних систем і технологій НАН України.

В результаті комп'ютерних експериментів отримано дані щодо структури течії повітря навколо корпусу БПЛА, а так само вплив, який чиниться потоком, який набігає, на поверхню корпусу. Отримані результати ілюструються розподілами модуля швидкості, тиску, просторових та граничних ліній течії поблизу літального апарату (рис.2-4).

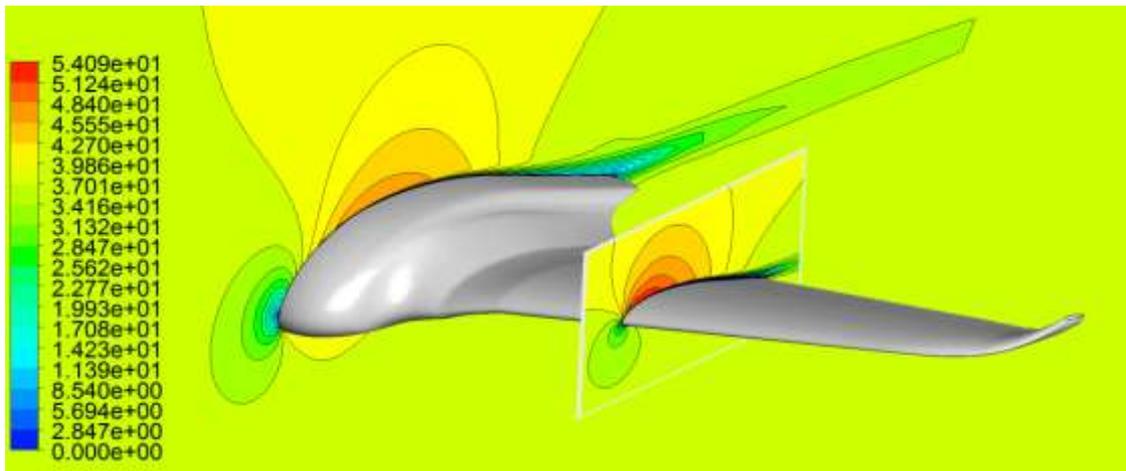


Рисунок 2 – Розподіл модуля швидкості в поздовжніх перетинах БПЛА



Рисунок 3 – Лінії течії навколо БПЛА при куті установки 2°

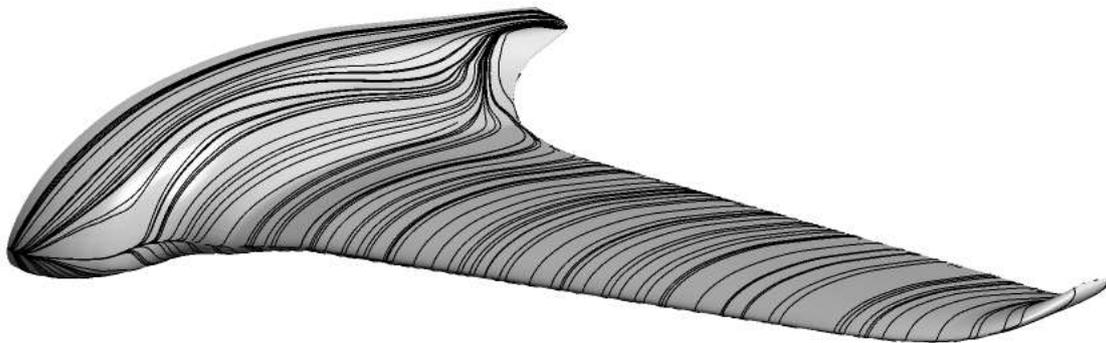


Рисунок 4 – Граничні лінії течії струму на поверхні БПЛА

При нульових кутах атаки та ковзання (крейсерський режим польоту) реалізується переважно безвідривне обтікання. В цілому обтікання майже повністю повторює картину обтікання двомірного профілю, крім обтікання закінцівок та в корні крила поблизу фюзеляжу. Невелика зона відриву потоку спостерігається на задній навітряній частині переходу з крила до центрального тіла. Розподіл ліній течії поблизу крила БПЛА показує, як в області закінцівок відбувається бічне перетікання повітря з навітряної сторони на підвітряну і відбувається формування характерного поздовжнього вихору, який іде услід за літальним апаратом.

Розрахункові інтегральні аеродинамічні характеристики показують, що досліджувана конфігурація має досить значну підйомну силу та невеликий лобовий опір. Значення коефіцієнту підйомної сили склало  $C_y = 0.598$  при коефіцієнті лобового опору  $C_x = 0.0365$ .

В цілому, результати комп'ютерного моделювання підтверджують, що компоновання «літаюче крило» придатне для створення легких БПЛА з можливістю великого часу перебування у польоті.

## РЕКОНСТРУКЦІЯ ОБТІКАННЯ ТРИЛОПАТЕВОГО РОТОРА ДАР'Є ВЕРТИКАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

<sup>1</sup>Тарасов С.В., <sup>1</sup>Редчиць Д.А., <sup>1</sup>Костюков І.Ю., <sup>1</sup>Тарасов А.С.,  
<sup>2</sup>Моїсеєнко С.В., <sup>2</sup>Старун Н.В., <sup>2</sup>Маломуж Т.В., <sup>2</sup>Вигоднер І.А.  
<sup>1</sup>Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Україна  
<sup>2</sup>Херсонський національний технічний університет, Україна

Ефективність роботи вітроенергетичної установки визначається коефіцієнтом використання енергії вітру. Результати експериментальних досліджень свідчать, що високі значення коефіцієнта потужності мають швидкохідні горизонтально-осьові (ГО) ВЕУ пропелерного типу, а також ротори Дар'є з фіксованим і змінним кутом установки лопаті. І при хорошому аеродинамічному проектуванні вертикально-осьові ВЕУ фактично не поступаються широко поширеним ГО ВЕУ пропелерного типу.

У зв'язку зі створенням вертикально-осьових вітроенергетичних установок останнім часом розпочато комплексне дослідження різних характеристик, пов'язаних з роботою таких установок. Серед них важливе місце займає дослідження фізичних процесів, що відбуваються при роботі ротора ВЕУ. Незважаючи на деякий матеріал, отриманий по роботі вертикально-осьових роторів, їх роботу вивчено недостатньо повно, що пояснюється як складністю фізичних процесів, що відбуваються при обтіканні ротора ВЕУ, так і просто невеликим часом вивчення таких установок. Метою цієї роботи було вивчення структури потоку, що обтікає модель ротора при невеликих значеннях швидкохідності та порівняння з експериментальними даними.

Дослідження структури потоку, що обтікає модель ротора ВЕУ, було проведено в гідродинамічній трубі ГТ-400. Основні характеристики моделі: діаметр  $D = 0.195$  м, профіль перетину лопатей NASA 0018, кількість лопатей  $N = 3$ , хорда лопатей  $b = 0.026$  м, кут установки лопатей  $\gamma = 0$ . За допомогою електродвигуна та редуктора частота обертання моделі могла варіюватися від 15 до 25 об/хв. Швидкість водяного потоку за допомогою засувки змінювалася від 2 до 7.5 см/с. Гідродинамічні спектри було отримано фотографуванням, причому струмки підфарбованої рідини випускалися зі спеціальних гребінок, розташованих як паралельно, так і перпендикулярно осі обертання моделі ротора ВЕУ. Підфарбовані струмки випускалися також з кінцевих частин лопатей моделі ротора.

Теоретичний аналіз проблеми базується на розв'язку рівнянь Нав'є-Стокса, замкнених диференціальною моделлю турбулентності Спаларта-Аллмараса. У даній роботі виконано чисельне моделювання обтікання трилопатевого ротора Дар'є при наступних параметрах: кутова швидкість обертання –  $\omega = 2$  рад/с; швидкість водяного потоку –  $U = 0.065$  м/с; кінематична в'язкість води ( $t = 15$  °С) –  $\nu = 1.15 \times 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с; коефіцієнт швидкохідності –  $\lambda = 3$ ; число Рейнольдса  $Re = Ub/\nu = 1470$ .

Після виходу трилопатевого ротора Дар'є на періодичний режим обтікання (період становить 120°) виділено етапи зародження, розвитку, зриву та дисипації вихорів на різних ділянках траєкторії лопаті. Значення кута  $\theta = 0^\circ$  відповідає розташуванню ротора, коли перша лопать розташована перпендикулярно потоку, що набігає, у навітряній частині траєкторії.

Виходячи з аналізу контурів завихрення (рис. 1), при куті повороту першої лопаті  $\theta = 0^\circ$  (місцевий кут атаки лопаті становить  $\alpha = -19^\circ$ ) на внутрішній поверхні відбувається динамічний зрив потоку. Примежовий шар відривається поблизу задньої крайки, і розташування точки відриву зміщується в напрямку передньої крайки лопаті. Це призводить до зриву вихору з носової частини лопаті та подальшого руху уздовж хорди в напрямку до задньої крайки. На передній крайці першої лопаті формуються вихори, які потім зміщуються уздовж поверхні (рис. 1). При куті повороту ротора 80° відбувається придушення динамічного зриву вихорів і починається приєднання потоку (рис. 1) (починається поблизу передньої крайки та зміщується в напрямку задньої крайки). Зрив вихорів із внутрішньої поверхні першої лопаті спостерігається доти, поки кутове розташування ротора не наблизиться до 90°.

На початку підвітряної ділянки траєкторії  $\theta = 90^\circ$  і до кутового розташування ротора  $\theta = 120^\circ$  обтікання потоком лопаті 1 носить приєднаний характер (рис. 1 д). Відрив потоку починається при кутовому розташуванні ротора  $\theta = 120^\circ$ , що відповідає місцевому куту атаки лопаті  $\alpha = 17^\circ$  (рис. 1 е). Як і у випадку динамічного зриву із внутрішньої поверхні, вихори зриваються з передньої крайки лопаті та починають рух уздовж поверхні (рис. 1 е-ж). При куті повороту ротора  $\theta = 120^\circ$  (рис. 1 ж) розташування першої лопаті відповідає розташуванню лопаті 3 при  $\theta = 0$ . Потік повторно приєднується до поверхні лопаті 2, коли кут повороту ротора складе  $\theta = 310^\circ$  (рис. 1 з). У сліді починає формуватися періодична течія, за структурою, що нагадує вихрову доріжку Кармана за циліндром.

При коефіцієнті швидкохідності  $\lambda = 3$  динамічний зрив потоку з лопаті ротора Дар'є спостерігається на більшій частині траєкторії. Він характеризується відривом потоку з передньої крайки лопаті та формуванням великих вихрових структур, які зносяться вздовж хорди. Зміна абсолютної швидкості по колу обертання лопаті призводить до більшої області динамічного зриву в тій частині траєкторії, де швидкості лопаті та потоку мають один напрямок. У цій зоні потік, що набігає, зносить вихори в напрямку руху лопаті. На другій половині траєкторії, потік переносить вихори в сторону протилежну руху лопаті. У цьому випадку тривалість динамічного зриву потоку менша, ніж у попередньому.

Основною причиною домінування динамічного зриву вихорів на більшій частині траєкторії лопаті є низьке число Рейнольдса  $Re = 1470$ , що відповідає початковому етапу переходу від ламінарного режиму обтікання до турбулентного. У результаті проведеного фізичного експерименту отримано миттєві картини обтікання трилопатевого ротора Дар'є. Фотографії, отримано при зйомці з торця працюючої моделі ротора ВЕУ, що ілюструють процеси формування та дифузії вихорів, що зійшли з кінців лопатей, при різних кутових розташуваннях лопаті та значенні швидкохідності  $\lambda = 3$  (рис. 2). Проаналізуємо картини візуалізації течії при роботі ротора Дар'є в умовах динамічного зриву потоку на основі натурного і обчислювального експериментів. Миттєва картина течії характеризується наявністю системи великих вихорів, які обертаються протилежно один до одного. При коефіцієнті швидкохідності  $\lambda = 3$  спостерігається асиметрія між різними ділянками траєкторії лопаті. Вихори, що зійшли з лопатей, які рухаються назустріч потоку, в більшості мають більшу інтенсивність, ніж вихори, що зійшли з лопатей, які рухаються за потоком. Це пояснюється тим, що відносна швидкість потоку на цій ділянці траєкторії лопаті вища, ніж на протилежній. Нижче за потоком видно сліди згущень вихорів з лопатей, що рухаються за потоком, після деякої їх дифузії.

Візуалізація структури течії для різних азимутальних положень моделі ротора наведено на рис. 2. Так, на рис. 2а у передній частині моделі ротора ВЕУ видно згущення вихорів, що зійшли з першої лопаті. Нижче за потоком видно згущення вихорів, що зійшли з попередніх лопатей. Спостерігається асиметрія в розмірах і швидкостях руху вихорів між верхньою і нижньою (щодо осі X) частинами ротора. Нижня область характеризується наявністю великих вихрових структур, які є наслідком динамічного зриву потоку з внутрішньої поверхні лопаті. У верхній частині – вихорами середньої інтенсивності в сліді за лопаттю. Це пояснюється тим, що в першому випадку, вихори підштовхуються лопатями, що рухаються за потоком, а в другому випадку, вони, навпаки, пригальмовуються, за рахунок дії в'язких ефектів. Система вихорів, що утворюється, впливає на структуру течії поблизу лопаті ротора Дар'є. Вихори, що зірвалися з лопаті, яка йде попереду, турбулізують потік для лопаті, розташованої за нею.

В цілому картина течії поблизу ротора Дар'є характеризується істотними нестационарними явищами. До них відносяться: динамічний зрив потоку, утворення складної системи вихорів, підвищення рівня турбулентності в затіненій області, взаємодія вихорів різних розмірів, швидкостей руху та інтенсивності з твердими поверхнями роторів ВО ВЕУ. Отримана картина течії якісно узгоджується з наявними експериментальними даними.

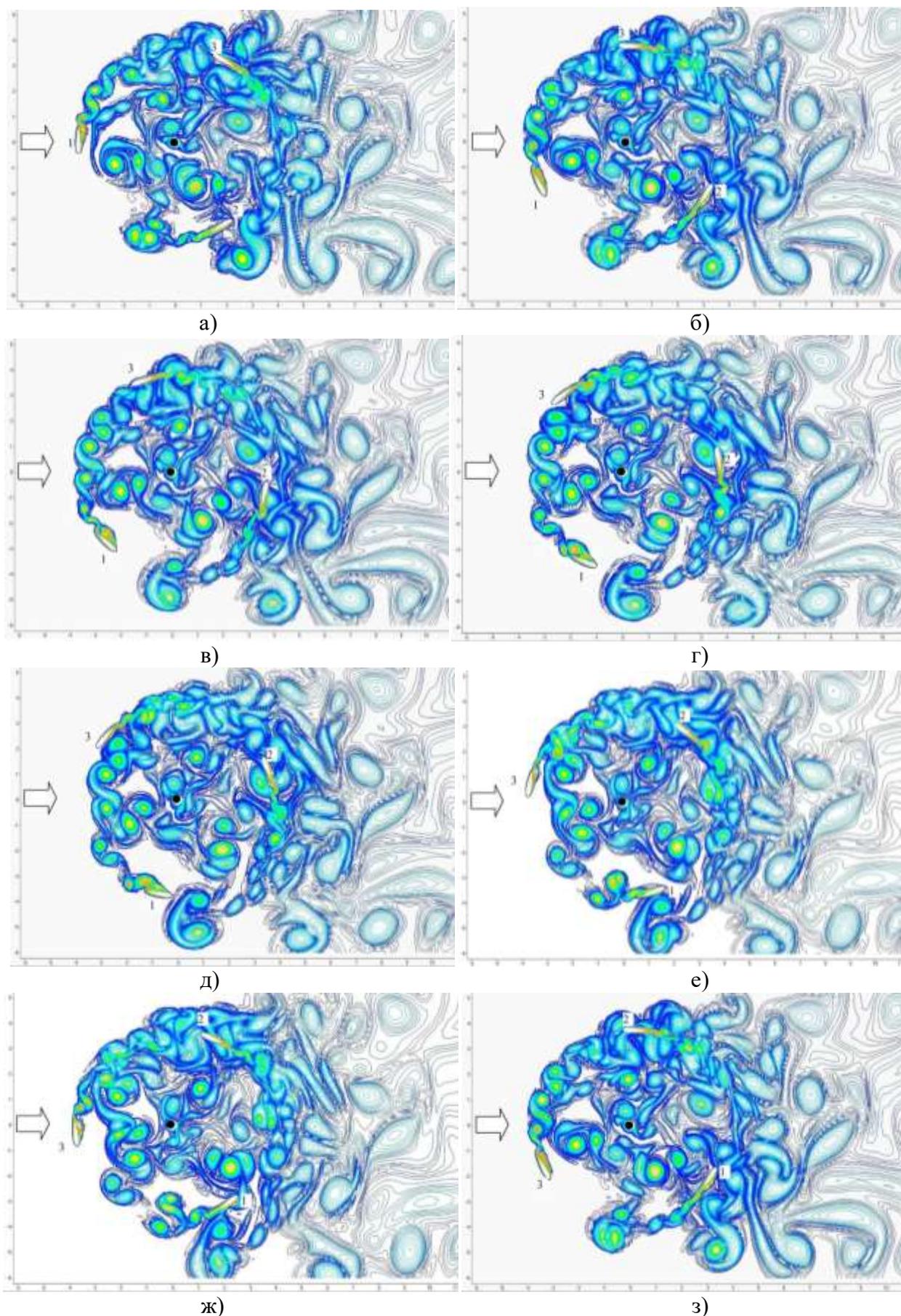


Рисунок 1 – Контури завихрення при обертанні ротора Дар'є ( $\lambda = 3$ ): а –  $\theta=0^\circ$ ; б –  $\theta=20^\circ$ ; в –  $\theta=40^\circ$ ; г –  $\theta=60^\circ$ ; д –  $\theta=80^\circ$ ; е –  $\theta=100^\circ$ ; ж –  $\theta=120^\circ$ ; з –  $\theta=140^\circ$

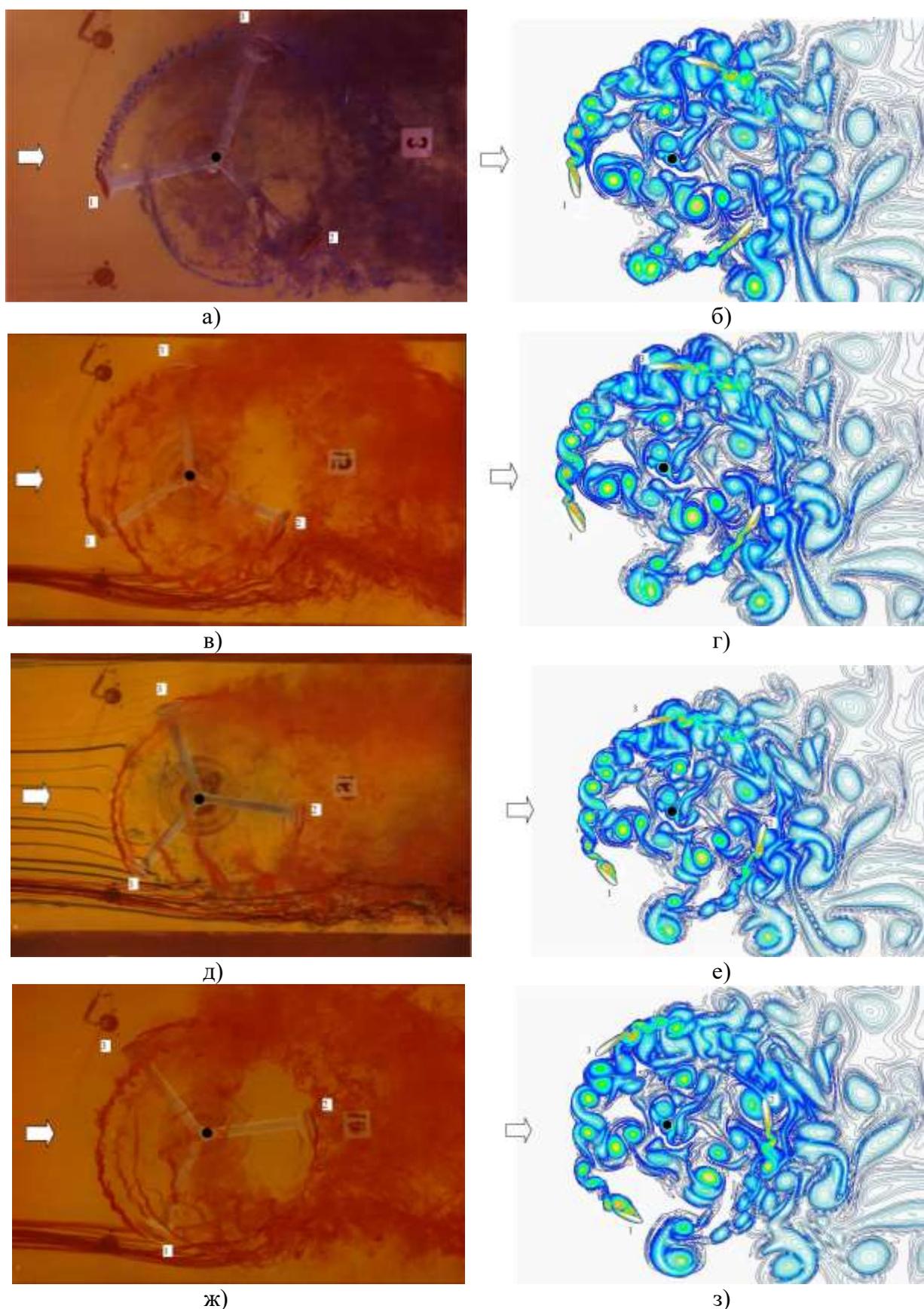


Рисунок 2 – Візуалізація течії при роботі трилопатевого ротора Дар'є для коефіцієнта швидкохідності  $\lambda = 3$  на основі натурального (а, в, д, ж ) і обчислювального (б, г, е, з) експериментів (а, б –  $\theta = 20^\circ$ ; в, г –  $\theta = 20^\circ$ ; д, е –  $\theta = 45^\circ$ ; ж, з –  $\theta = 60^\circ$ )

## ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В СУЧАСНИХ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДАХ МАШИН ДЛЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ АЕРОДРОМІВ ТА ЛІТАКІВ

Аврунін Г.А., Єфименко О.В., Пімонов І.Г., Щербак О.В., Шевченко Д.М., Мороз І.І.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

**Вступ.** В ХНАДУ ведуться роботи зі створення нового енергоефективного комплексу машин для аеродромів та літаків щодо технічного обслуговування з використанням модульних конструкцій. При цьому важливим питанням є створення засобів з високим рівнем енергозбереження, зокрема з точки зору затрат палива та підвищення довговічності. У якості базових машин планується застосування вітчизняних тракторів, в яких в системах технологічного обладнання та рульового керування застосовується об'ємний гідропривод (ОГП), а в останні роки гідромеханічні двопотокові безступеневі трансмісії. Тому основну увагу приділено вирішенню питань енергозбереження за допомогою засобів гідроприводів.

**Актуальність досліджень.** Результати дослідження вирішують проблеми в рамках пріоритетних напрямів розвитку науки України, які належать до сфери національної безпеки та оборони шляхом впровадження нових енергоефективних транспортно-технологічних схем забезпечення боєздатності бойових літаків, створення зразків спеціальної мобільної техніки з врахуванням потенціалу вітчизняного машинобудування.

Енергозбереження при експлуатації мобільних транспортно-технологічних засобів дає можливість суттєво зменшити витрати палива і збільшити ресурс ОГП, тому в даній роботі виконаний пошук і огляд ефективних відповідних технічних рішень.

**Постановка задачі.** Пошук та аналіз сучасних засобів енергозбереження в ОГП мобільних транспортно-технологічних засобів, розробка їх класифікації та дослідження з метою підвищення технічних характеристик в умовах експлуатації.

**Результати досліджень.** На рис. 1 приведені можливі способи енергозбереження в ОГП, які умовно поділені на 6 груп:

1) з дросельним керуванням та насосами з нерегульованим робочим об'ємом, коли застосовують дроселі на паралельному потоці і трипровідні регулятори витрати або використовують сучасні системи *LS* і *LUDV* [1; 2];

2) з машинно-дросельним керуванням за допомогою насосів з регульованим робочим об'ємом і автоматичними регуляторами тиску та витрати РР [3; 4];

3) з машинним керуванням за рахунок використання насосів та гідромоторів з регульованим робочим об'ємом та засобів гідроавтоматики [4; 5];

4) шляхом рекуперації енергії при експлуатації та стендових випробуваннях ОГП;

5) на стадії проектування ОГП, коли проводиться статичний аналіз з точки зору ККД ОГП та динамічний для зменшення навантажень на пускових режимах роботи. При проектуванні закладають ефективні схемні технічні рішення, що сприяють енергозбереженню;

6) безпосередньо в експлуатації за рахунок якісних робочих рідин (РР), систем теплообміну та фільтрації.

Реалізація режимів роботи ОГП, на яких знижуються динамічні навантаження та за рахунок цього підвищується довговічність гідроприводів. Насамперед мається на увазі зниження коливань тиску, максимальне значення яких не повинно перевищувати допустиме для гідроприводів ОГП за каталогами виробників. З цією метою використовують демпфуючі пристрої пасивного принципу дії, наприклад дроселі в лініях управління регуляторами насосів. Більш ефективними є системи електрогідролічного керування регуляторами насосів, які дозволяють за допомогою електронних блоків та ПК обмежувати інтенсивність подачі РР до гідродвигунів.

Для виконання імітаційного моделювання та розрахунків динаміки ОГП створені відповідні математичні моделі для робочих органів обертання з гідромоторами та зворотно-поступального руху з гідроциліндрами, зокрема рульового керування колісними засобами. В

складанні математичних моделей лежать закон Паскаля для тисків та рівняння нерозривності РР та третій закон механіки Ньютона [6]. Змінними параметрами є швидкодія насосів та регулюючих дроселів з точки зору зростання витрати РР, інтенсивність зовнішнього навантаження та модуль пружності РР. Досить ретельно треба враховувати інерційні навантаження, які суттєво впливають на коливання тиску в ОГП і швидкості гідроциліндрів та гідромоторів. Для проведення динамічного аналізу роботи ОГП застосовували обчислювальні блоки пакету *VisSim* [7] з урахуванням використання блоків *Variable* та блоки *map* завдання змінних параметрів. Для вирішення диференціальних рівнянь математичної моделі використовували чисельний метод Рунге-Кутта четвертого порядку з дискретністю  $\Delta = 0,001$  с. Результати досліджень отримані у вигляді розрахункових осцилограм. Об'єктами досліджень були ОГП приводів обертання барабанів автобетонозмішувачів, шлангових бетононасосів, пересування тракторів та мобільних підйомників з робочими платформами, а також ОГП з гідроциліндрами для технологічного обладнання і рульового керування [8]. За результатами розрахунків виконані висновки з рекомендаціями щодо зниження динамічних навантажень в відповідних ОГП транспортних засобів.

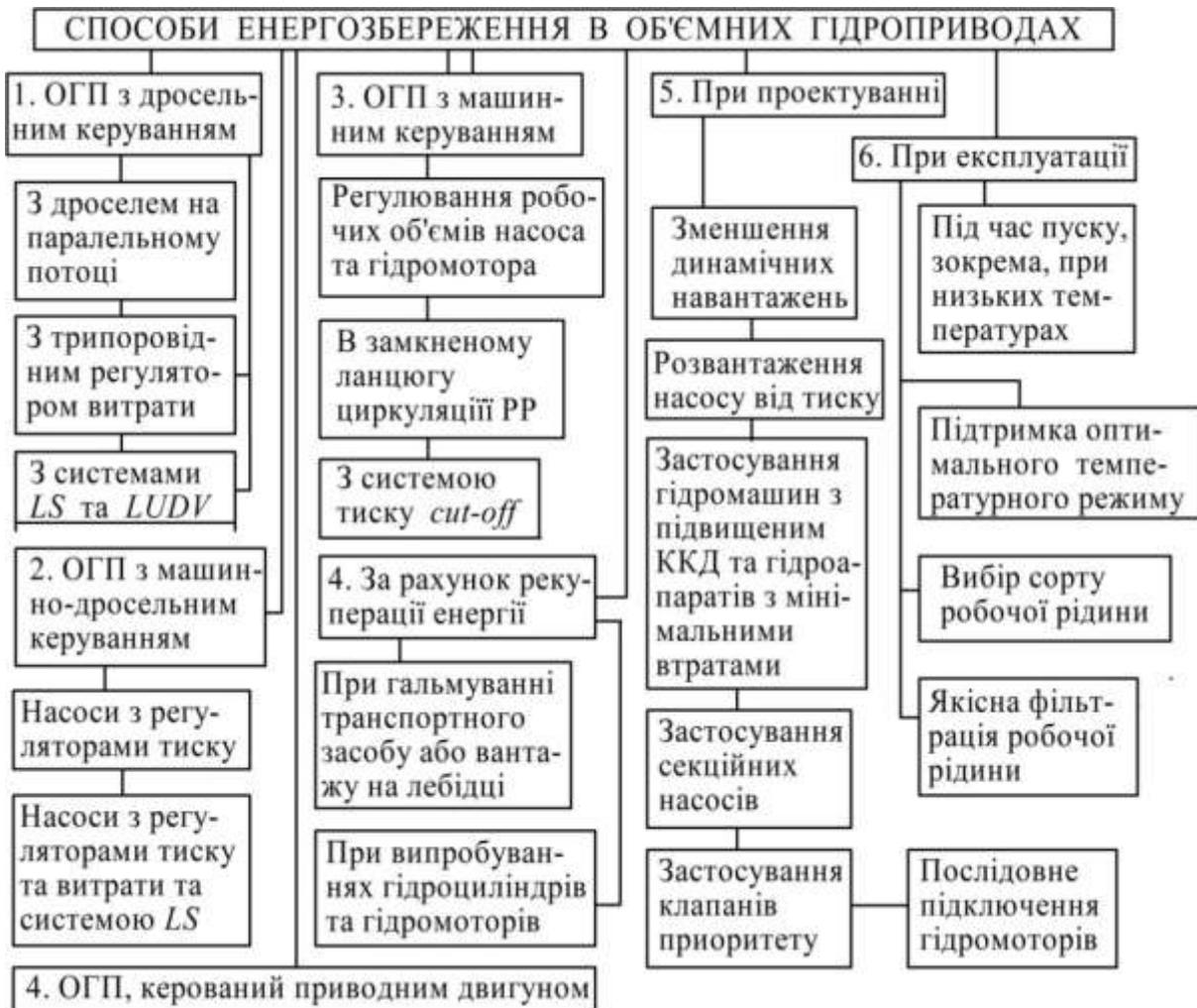


Рисунок 1 – Способи енергозбереження в об'ємних гідроприводах

**Висновки:**

1. Розглянуто засоби енергозбереження в об'ємних гідроприводах машин з застосуванням гідропрстроїв, зокрема з дросельним і машинним керуванням. Надана класифікація засобів і методів енергозбереження.

2. Виконані розрахунки динаміки об'ємних гідроприводів обертального та зворотно-поступального руху, на основі аналізу яких дані рекомендації щодо зменшення динамічних навантажень для підвищення ресурсу гідропрстроїв.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бондарь В. А. Система Load – Sensing в сельскохозяйственной технике / В. А. Бондарь // Вибрации в технике и технологиях. – Винницкий государственный аграрный университет. – 2003. – № 4(30). – С. 19-26.
2. Гидрораспределитель секционный LUDV. Тип SX14, SX14S. Rexroth Bosch Group. – R-RS 64125/02.11. – 22 с.
3. Variable Axial Piston Pumps for Open Circuit. Аксиально-поршневые регулируемые насосы для открытых гидросистем серии C (PVC) / HYGROSILA – HS-AO-02/042016. – 31 с.
4. Гідро-та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник / В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, А. І. Бондаренко, Є. С. Пелипенко: за ред. В. Б. Самородова.; НТУ «ХП», Харків : ФОП Панов А. М., 2020, 524 с.
5. Аналіз характеристик аксіально-поршневих гідромашин для приводів засобів аеродромно-технічного забезпечення / Аврунін Г.А., Шевченко В.О., Шевченко Д.М., Щербак О.В., Пімонов І.Г., Мороз І.І. Вісник ХНАДУ. – Галузеве машинобудування. – вип. 95, 2021. С. – 15-25.
6. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода / З. Л. Финкельштейн, О. М. Яхно, В. Г. Чебан, З. Я. Лурье, І. А Чекмасова – Киев: НТУУ «КПИ» ВПИ ВПК «Политехника», 2006. – 216 с.
7. Систук В. А. Возможности использования программы имитационного моделирования PTV VISSIM для подготовки специалистов по направлениям «Транспортные технологии» и «Автомобильный транспорт» / В. А. Систук, А. А. Богачевский, В. Ю. Шумский // Інформаційні технології і засоби навчання, 2016, том 52, №2. – С. 93-107.
8. Імітаційне моделювання динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора / О. О. Моторна, О. М. Переяславський, В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І.І.Мороз // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №1(65). – С. 65-76.

## ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕДУРИ РОЗРАХУНКУ ОДНОДИСКОВОЇ ІМПУЛЬСНОЇ МОДЕЛІ НА ТОЧНІСТЬ ХАРАКТЕРИСТИК Н-РОТОРА ДАР'Є

Тарасов С.В., Костюков І.Ю., Видута О.Л., Тарасов А.С., Дорош О.В.  
Інститут транспортних систем і технологій НАН України, Україна

Імпульсна модель Темпліна з одним активним диском і однією трубкою течії є найпростішою математичною моделлю ротора Дар'є. Привабливість моделі для проектування вітроустановок з Н-ротором викликана простотою алгоритму, мінімальним часом і достатньою точністю визначення характеристик конструкції.

При аналізі особливостей моделі Темпліна окрему увагу необхідно звернути на параметри процедури розрахунку характеристик ротора. В цьому дослідженні до таких параметрів віднесені розміри розрахункової сітки положень лопаті на колі обертання, кількість ітерацій обчислень індукованої швидкості повітряного потоку на роторі і число Рейнольдса потоку на лопаті. Ці параметри з одного боку впливають на точність результатів, а з іншого боку - на час обчислень. Тому при аеродинамічних розрахунках Н-ротора по співвідношенням імпульсної моделі необхідно вибирати раціональні параметри процедури розрахунку характеристик конструкції, що забезпечують необхідну точність результатів і мінімальний час обчислень.  $\lambda$

**Методологія дослідження.** В якості об'єкту для досліджень впливу параметрів процедури обчислень на результати імпульсної моделі, був застосований Н-ротор Дар'є з двома лопатями НАСА 0018, хордою 0,7 м, коефіцієнтом заповнення 0,194. Швидкість вільного вітру була прийнята 12 м/с. Методика дослідження передбачає три етапи проведення робіт.

На першому етапі для значень локальної швидкохідності ротора в діапазоні  $1,8 \leq \lambda_a \leq 8,0$  через заданий крок визначалась індукована швидкість потоку на роторі  $V_a(\lambda_a)$  і коефіцієнт загальної швидкохідності ротора  $\lambda_0 = \lambda_0(\lambda_a)$ . При цьому варіювалися такі параметри процедури розрахунку:

- розмір розрахункової сітки (кроку азимутного кута) положень лопаті на колі обертання:  $\Delta\theta = 0,5^0; 1^0; 2^0; 5^0; 10^0; 15^0; 20^0; 30^0$ ;
- кількість ітерацій обчислення індукованої швидкості вітрового потоку на активному диску ротора: 1, 2 і 3;
- число Рейнольдса повітряного потоку на лопаті: по локальній швидкості потоку для кожного азимутного положення лопаті; по усередненій за оберт локальній швидкості потоку; по швидкості обертання лопаті.

При дослідженні впливу розміру сітки на індуковану швидкість потоку  $V_a$  і коефіцієнт загальної швидкохідності  $\lambda_0$ , визначались вісім залежностей цих характеристик від коефіцієнту локальної швидкохідності  $\lambda_a$ , для кожного кроку азимутного кута  $\Delta\theta$  від  $0,5^0$  до  $30^0$ . При дослідженні впливу кількості ітерацій визначались три залежності швидкості локального потоку  $V_a$  і коефіцієнта  $\lambda_0$  від коефіцієнта локальної швидкохідності  $\lambda_a$  відповідно з кількістю ітерацій. При дослідженні впливу числа Рейнольдса визначались три залежності  $V_a$  і  $\lambda_0$  від коефіцієнта локальної швидкохідності  $\lambda_a$ , які відповідають варіантам завдання числа Рейнольдса.

На другому етапі проводили розрахунок індукованої швидкості вітрового потоку  $V_a$ , коефіцієнтів потужності ротора  $C_p$  і тангенціальної сили  $C_T$ , усередненої за оберт, по яких порівнювали варіанти з різними параметрами процедури розрахунку. При цьому значення всіх залежностей наводяться до однакових значень коефіцієнта загальної швидкохідності ротора  $\lambda_0$ , так як порівняння характеристик ротора при однакових значеннях коефіцієнта локальної

швидкохідності  $\lambda_a$  буде некоректним. Тому необхідно відзначити, що характеристики Н-ротора визначалися як функції коефіцієнта локальної швидкохідності  $\lambda_a$ , але у всіх розрахункових випадках різні коефіцієнти  $\lambda_a$  будуть відповідати однаковим значенням коефіцієнтів  $\lambda_0$ .

На третьому етапі визначали базове значення кожного параметру процедури розрахунку і проводили порівняльний аналіз варіантів характеристик ротора відносно їх базових значень. За базову величину приймався параметр процедури розрахунку, який забезпечує найточніші значення характеристик ротора. При дослідженні розрахункової сітки за базову величину азимутного кута приймали шаг  $\Delta\theta = 0,5^0$ , для ітерацій розрахунку індукованої швидкості потоку за базову величину приймали три ітерації, при дослідженні варіанту числа Рейнольдса - його значення для кожного азимутного положення лопаті по локальній швидкості потоку.

Для порівняння характеристик було застосоване відхилення характеристик від базового значення, яке усереднюється в усьому діапазоні локальної швидкохідності ротора і є сумою їх середнього за сукупністю відхилення  $\bar{x}$  (1) и стандартного відхилення на основі незміщеної оцінки дисперсії  $S_0$  (2) в процентах від базового значення

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (1)$$

$$S_0 = \sqrt{\frac{1}{(n-1)} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (2)$$

де  $n$  - кількість розрахункових точок;  $x_i$  - значення характеристики в  $i$ -тій розрахунковій точці.

**Результати досліджень.** Були визначені усереднені відхилення індукованої швидкості вітрового потоку на роторі  $V_a$ , коефіцієнта потужності ротора  $C_p$  і коефіцієнта тангенціальної сили ротора  $C_T$  в робочому діапазоні коефіцієнта загальної швидкохідності  $\lambda_0$ , розраховані для різних значень параметрів процедури розрахунку в процентах відносно базового варіанту (табл.1-3).

Таблиця 1 – Відхилення характеристик Н-ротора Дар'є при однієї і двох ітераціях розрахунку індукованої швидкості потоку  $V_a$

| Характеристика Н-ротора               | 1 ітерація | 2 ітерації |
|---------------------------------------|------------|------------|
| Індукована швидкість потоку, $V_a$    | 2,12 %     | 0,07 %     |
| Коефіцієнт потужності, $C_p$          | 3,29 %     | 0,1 %      |
| Коефіцієнт тангенціальної сили, $C_T$ | 3,29 %     | 0,1 %      |

Таблиця 2 – Відхилення характеристик Н-ротора Дар'є при різних шагах азимутального кута  $\theta$  розрахункової сітки

| Характеристика Н-ротора | Відхилення характеристики в % від базового варіанту |            |            |             |            |             |             |
|-------------------------|---|------------|------------|-------------|------------|-------------|-------------|
|                         | крок $1^0$  | крок $2^0$ | крок $5^0$ | крок $10^0$ | крок $5^0$ | крок $20^0$ | крок $30^0$ |
| $V_a$                   | 0,010   | 0,042      | 0,224      | 0,096       | 0,045      | 0,091       | 0,209       |
| $C_p$                   | 0,034   | 0,415      | 0,545      | 0,387       | 1,530      | 2,342       | 8,411       |
| $C_T$                   | 0,080   | 0,457      | 0,855      | 1,550       | 2,061      | 7,989       | 17,292      |

Таблиця 3 – Відхилення характеристик Н-ротора Дар'є при різних варіантах числа Рейнольдса

| Характеристика Н-ротора               | Число Рейнольдса по середньої швидкості потоку | Число Рейнольдса по швидкості обертання лопаті |
|---------------------------------------|--|--|
| Індукована швидкість вітру, $V_a$     | 0,1374 %                                       | 0,0713 %                                       |
| Коефіцієнт потужності, $C_p$          | 1,4234 %                                       | 3,3435 %                                       |
| Коефіцієнт тангенціальної сили, $C_T$ | 7,0265 %                                       | 4,1623 %                                       |

**Висновки.** В якості критерію вибору величини параметру процедури розрахунку можна рекомендувати відхилення характеристик від їх найточнішого базового значення не більше 1%. Виходячи з цього, слід вибирати наступні значення параметрів процедури розрахунку:

- кількість ітерацій обчислень індукованої швидкості вітрового потоку повинно бути не менш двох;
- розмір розрахункової сітки положень лопаті на колі обертання приймати не більше  $5^0$ ;
- число Рейнольдса визначається для кожного положення лопаті на розрахунковій сітці.

## МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ФІРМИ MAN B&W НА ЧАСТКОВИХ РЕЖИМАХ НАВАНТАЖЕННЯ

<sup>1</sup>Савчук В.П., <sup>1</sup>Акімов О.В., <sup>1</sup>Бойко М.О., <sup>2</sup>Мирзоев Бала Мушгюль огли

<sup>1</sup>Херсонська державна морська академія, Україна

<sup>2</sup>Національна академія авіації, Азербайжан

Безперервне зростання цін на палива у поєднанні з впровадженням нових правил контролю викидів привернуло увагу промисловості до паливної ефективності та запровадження режиму «slow steaming», тобто роботи суден на зменшеній швидкості. Наприкінці 2011 року інноваційна концепція налаштування протікання робочого процесу **High Pressure Tuning** (НРТ) була вперше представлена провідним виробником малооберткових двигунів (МОД) і ліцензіаром MAN Diesel & Turbo. Метод налаштування протікання робочого процесу НРТ забезпечує зменшення споживання палива сучасних МОД з електронним керуванням при низькому та частковому навантаженні. Збільшення тиску продувного повітря призводить до підвищення максимального тиску згоряння в циліндрах двигуна, що підвищує ефективність циклу. Система керування роботою випускного клапану контролює ступінь стиснення двигуна при високих його навантаженнях, щоб уникнути надмірного максимального тиску згоряння в циліндрі. Для цього при гідравлічному управлінні випускний клапан закривається пізніше порівняно зі стандартним налаштуванням (рис. 1). Система управління двигуном гарантує, що всі параметри двигуна налаштовані відповідно до заданих виробником вимог до надійності. Початок впорскування залишається незмінним, щоб досягти найбільш ефективного процесу згоряння. Завдяки цьому так званому «двотактному ефекту Міллера» викиди оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) зменшуються при більш високих навантаженнях двигуна, що робить можливим подальше зниження споживання палива при частковому навантаженні, зберігаючи при цьому викиди  $\text{NO}_x$  в межах циклу ІМО Е3. Зниження витрати палива двигуном означає, в той же час, зменшення викидів парникового газу  $\text{CO}_2$ .

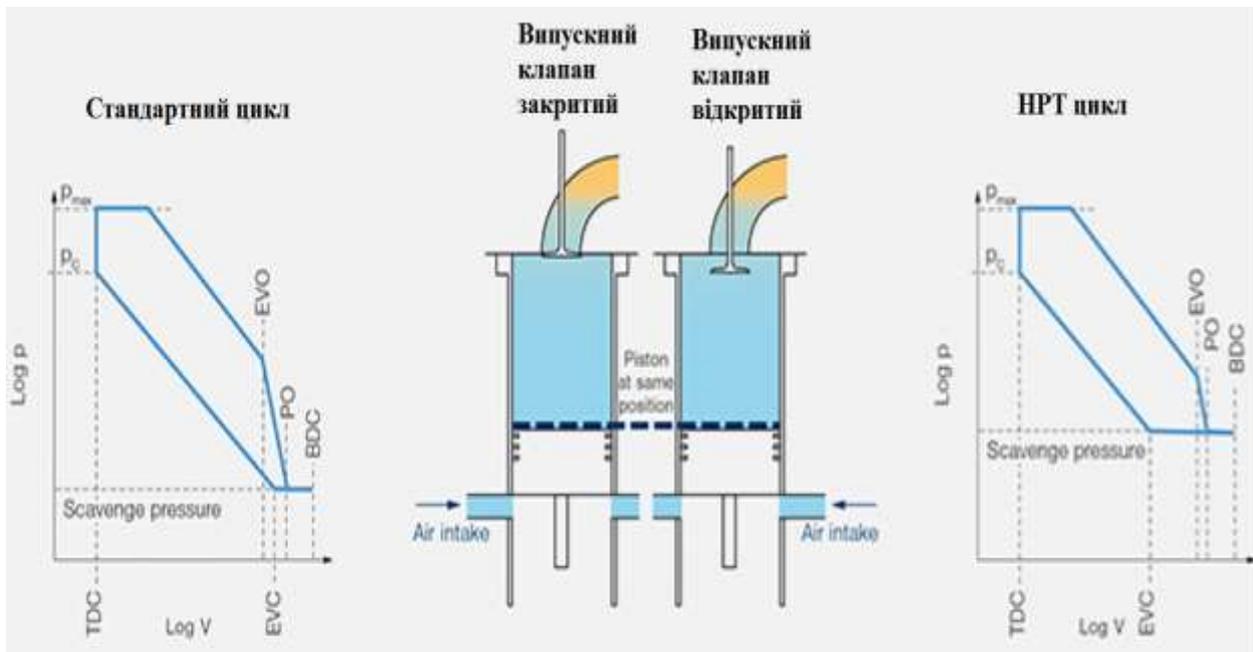


Рисунок 1 – Демонстрація протікання стандартного циклу та циклу НРТ

Двигуни, що мають налаштування НРТ не потребують модернізації газовипускної системи такими пристроями, як перепускні клапани випускних газів (EGR) або турбокомпресори зі змінною геометрією соплового апарату. НРТ пропонує виробникам двигунів, судновласникам і операторам економічний ефект завдяки зменшенню додаткових

витрат на обладнання та установку, а отже, нижчих фінансових витрат на модернізацію. Усунення рухомих частин і додаткових компонентів також знімає пов'язані з ними витрати на обслуговування. Двигуни, що мають налаштування НРТ, економлять паливо до 5 г/(кВт·год) в діапазоні навантажень від максимально низьких до номінального режиму (SMCR), порівняно з двигуном зі стандартним налаштуванням. Потенційна економія палива на великому контейнеровозі, налаштованому на НРТ, може скласти кілька сотень тисяч доларів лише за один рік.

**Метод Engine Control Tuning (ECT)** може бути реалізований без зміни конструкції двигуна, і може бути реалізований як режим роботи двигуна. Змінюються тільки максимальний тиск згоряння  $p_{max}$  і параметри керування двигуном. Даний метод, що використовує можливість керування випускними клапанами і законом паливонадачі, доступний лише для типів двигунів ME/ME-C. Доступні дві різні можливості оптимізації режимів. Завдяки оптимізації до режиму часткового навантаження та в порівнянні зі стандартним двигуном, питома витрата палива (SFOC) зменшується при всіх навантаженнях, що лежать нижче 85 % режиму SMCR. При оптимізації налаштувань двигуна до *низьких режимів навантаження*, в порівнянні з оптимізацією до часткових навантажень, SFOC додатково знижується при всіх навантаженнях нижче приблизно 70 % SMCR за рахунок більшого значення SFOC в діапазоні високих навантажень. Найбільш оптимальний метод для конкретного двигуна залежить від режиму його роботи.

Випадкова зміна між режимами налаштування до часткових та низьких навантажень Класифікаційними товариствами заборонена. Зміна режиму в разі зміни економічних умов чи маршрутів руху судна дозволяється, якщо зміни в налаштуванні режиму ГД попередньо було узгоджено та затверджено представником держави прапора, як правило, та Класифікаційним товариством. Таким чином, на довгостроковий період власник може вибрати той чи інший режим для ГД за умови, що органи влади проінформовані.

На рис. 2 залежність зміни SFOC від потужності для МОД виробництва MAN B&W 6S80ME-C8.2 при оптимальних налаштуваннях до високих режимів навантаження (Standart), часткових навантажень «ECT part load» та низьких навантажень «ECT low load» відповідно.

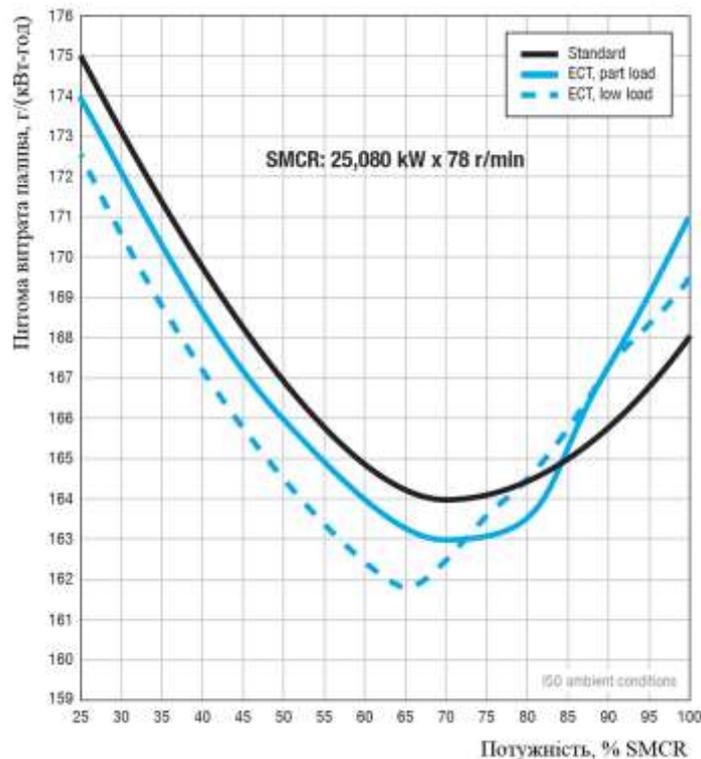


Рисунок 2 – Приклад скорочення питомої витрати палива SFOC для двигуна 6S80ME-C8.2 з налаштуванням Engine Control Tuning (ECT)

**Зміна фаз газорозподілу випускних клапанів (VET).** Деякі двигуни ME-V оснащені змінним газорозподілом випускних клапанів (VET). Термін ME-V також використовується для цієї концепції, V означає змінні фази газорозподілу випускних клапанів двигуна ME. Йдеться про двигуни модифікацій .3 і .5, напр. 6S35ME-B9.3. Змінна фаза газорозподілу випускних клапанів забезпечує можливість регулювання тиску стиснення в циліндрах шляхом регулювання часу відкриття випускного клапана. Це, у свою чергу, призводить до зниження SFOC, особливо при роботі на частковому навантаженні.

На приводі випускного клапана розташований блок газорозподілу, який гідравлічно підключений до Hydraulic Cylinder Unit (HCU) за допомогою трубопроводів. Блок ГРМ складається переважно з поршня, який активується гідравлічно за допомогою Electronic fuel injection (ELFI-V) на HCU, який керується від Cylinder Control Unit (CCU). Поршень повернеться у вихідне положення, коли гідравлічне управління зупинено, завдяки постійному гідравлічному тиску 30,0 МПа, який діє на протилежний менший поршень порівняно зі стороною управління (рис. 3).

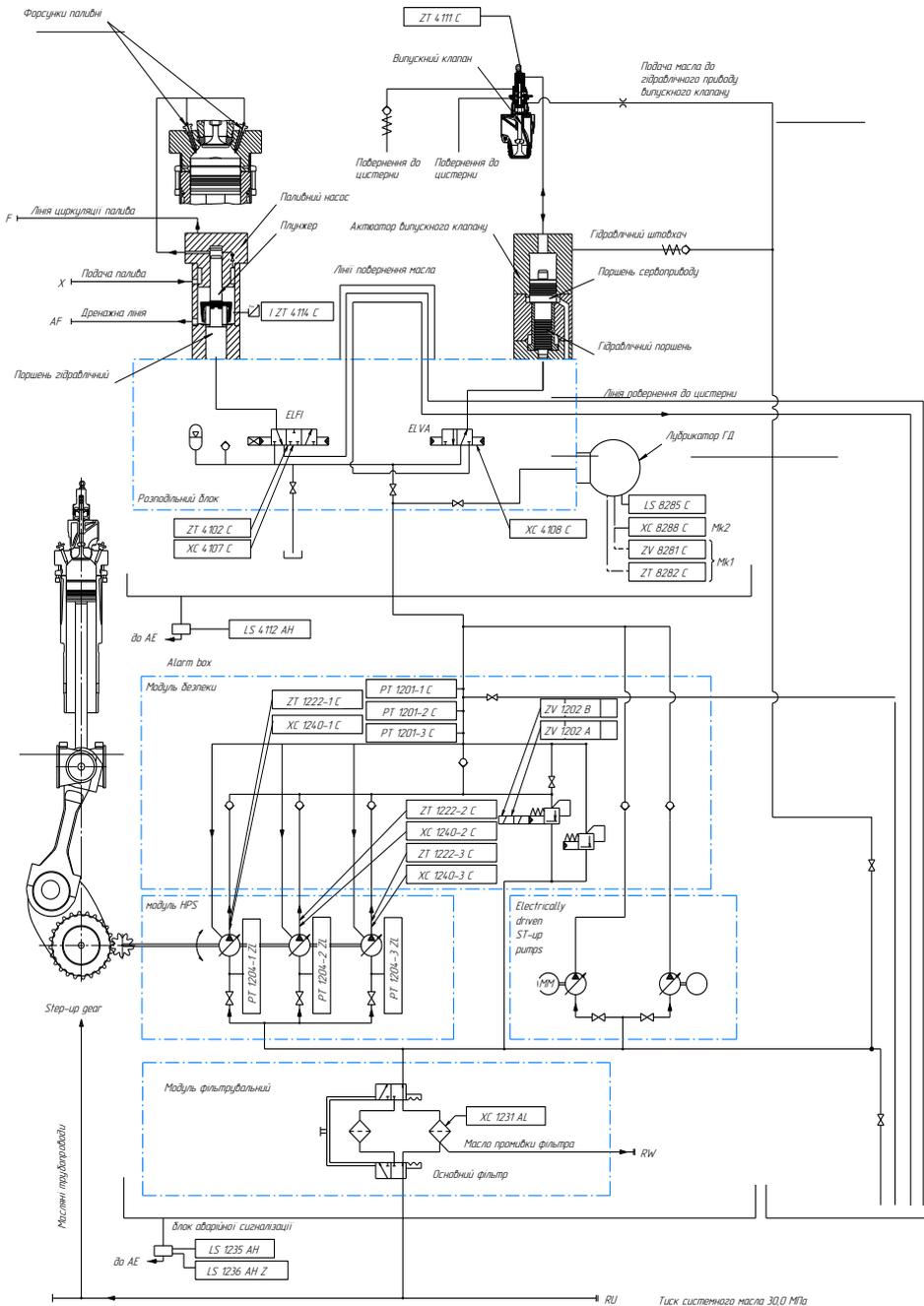


Рисунок 3 – Система керування подачею палива та відкриттям випускного клапану двигунів типу ME-C

Поршень в блоці ГРМ здатний посилати гідравлічний імпульс, який приймає робочий об'єм приводу випускного клапана. Коли блок ГРМ активований, він подовжує час відкриття випускного клапана і, таким чином, затримує закриття. Це забезпечує можливість регулювання тиску стиснення в циліндрах. Активація блоку ГРМ призведе до нижчого тиску стиснення порівняно з тим, коли блок ГРМ не активований.

Датчик зворотного зв'язку, підключений до Engine control system (ECS), вмонтований в блок ГРМ. Якщо рух поршня не відповідає очікуванням ECS, на Main operating panel (MOP) спрацює аварійний сигнал.

Параметри керування відкриттям випускних клапанів на оригінальних типах двигунів ME-B (позначений ME-B9.2) залежать від профілю кулачка, що встановлено на двигун (рис. 4).

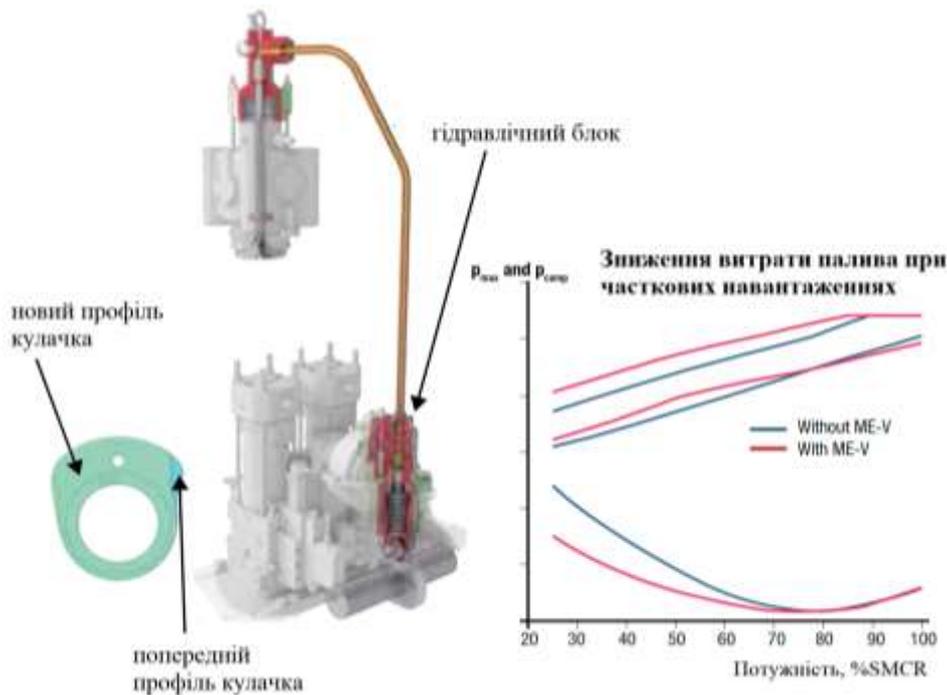


Рисунок 4 – Принцип роботи механізму керування змінами фаз газорозподілу двигунів серій ME-B

Застосування керуванням фаз газорозподілу призведе до наступного:

а) для двигунів, що оптимізовано до низьких навантажень:

– **відсутність** активації блоку газорозподілу призведе до передчасного закриття випускного клапана і, таким чином, до підвищення стискування та підвищення максимального тиску в циліндрі. Питому витрату палива SFOC буде зменшено.

б) для двигунів, що оптимізовано до високих навантажень:

– **активація** блоку ГРМ призведе до гідравлічної затримки закриття випускного клапана і, таким чином, до падіння тиску в циліндрі в порівнянні з відсутністю активації блоку газорозподілу.

Керування відкриттям випускних клапанів вводять для досягнення кращої продуктивності при частковому навантаженні за рахунок використання коротшого профілю кулачка та гідравлічного подовжувача штовхача в повному діапазоні навантаження. Це дозволяє контролювати тиск шляхом затримки часу закриття випускного клапана (рис. 4).

Проведені розрахунки протікання робочих процесів МОД 6S40ME-B9.5 виробництва MAN B&W для двох варіантів налаштування протікання робочого процесу, а саме, оптимізованого до максимальних та часткових навантажень (50 % SMCR). Результати показали ефективність даного методу, а саме: підвищено коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  з 3,0 до 3,2; тиск наприкінці процесу стискування  $p_c$  з 8,12 МПа до 8,20 МПа без зміни тиску наддуву; знижено питому витрату палива  $g_e$  із 172,4 г/(кВт-год) до 166,4 г/(кВт-год).

Графічні залежності витрати палива, витрати та температури випускних газів представлено на рис. 5 та 6 для двигунів з різними варіантами оптимізації протікання робочого процесу

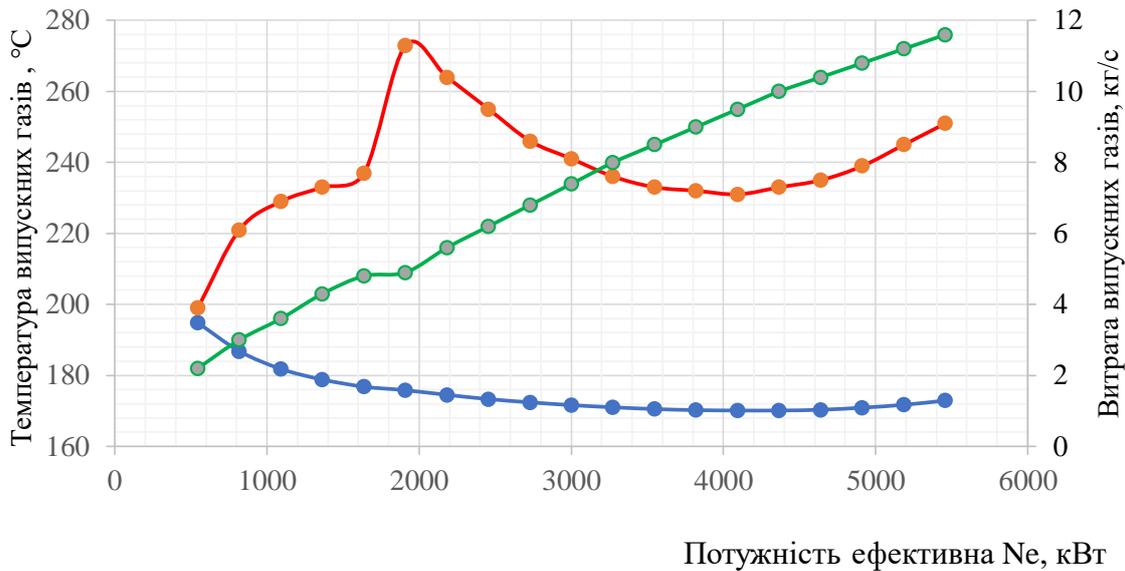


Рисунок 5 – Експлуатаційні показники (оптимізація до максимальних навантажень)

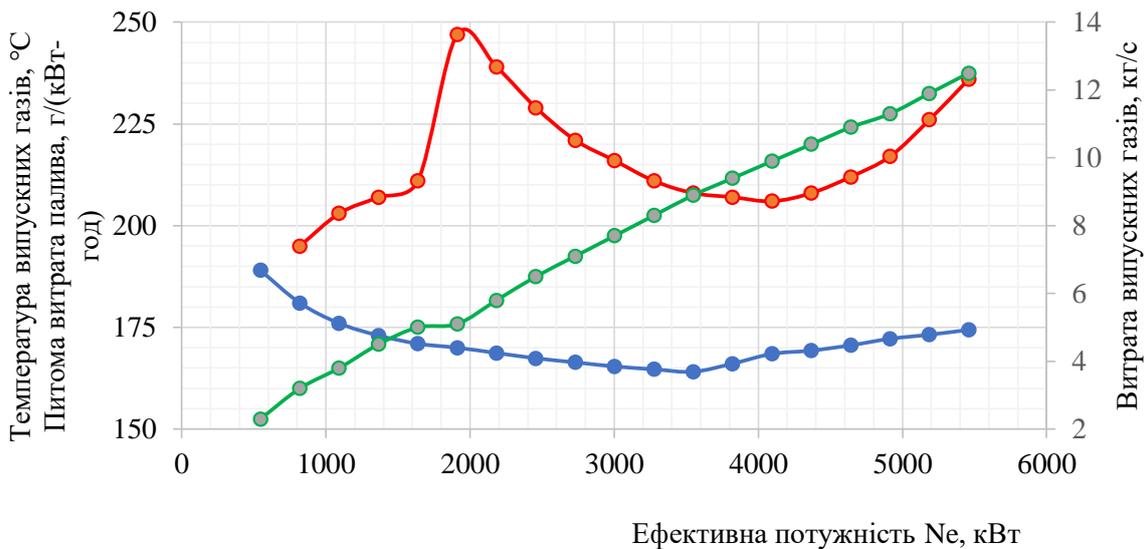


Рисунок 6 – Експлуатаційні показники ГД (оптимізація до часткових навантажень)

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Ievgen Bilousov Modern Marine Internal Combustion Engines / Ievgen Bilousov, Mykola Bulgakov, Volodymyr Savchuk. – Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping, 2020. – 385 p.
2. Implementing Energy Efficiency Design Index [Electronic resource]. – Mumbai: Indian Register of Shipping, 2015. – Mode of access: [http://www.irclass.org/files/marine\\_publications/EEDI\\_2015.pdf](http://www.irclass.org/files/marine_publications/EEDI_2015.pdf).
3. Marine NOx Regulation, Taxes and Incentive Schemes. (2015). London: International Association for Catalytic Control of Ship Emissions to Air (IACCSEA). <http://www.iaccsea.com>.
4. Olmer N. et al. Greenhouse gas emissions from global shipping, 2013–2015. – Washington: ICCT, 2017. – 38 p.
5. Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines / Eighth edition, Edited by Doug Woodyard, 2004. – 884 p.

## INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF HERMETIC VAPOUR COMPRESSOR REFRIGERATION MACHINES OF SHIPBOARD SYSTEMS OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION

Olena V. Lytosh

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine

**Introduction.** On passenger ships and fishing vessels, fuel consumption for operation of air-conditioning and refrigeration systems (SACR) is comparable to its consumption by ship power plant (SPP) to ensure vessel's progress, and reliability and efficiency of SACR operation to a great extent determine operability of ships as a whole [2, 3].

**Relevance of research.** The efficiency of converting electricity into cold in vapour-compressor refrigeration machines (VCRM) depends on energy losses, and above all in their main elements - hermetic compressor units (HCU) and heat exchangers (HE) with refrigerant phase transition (evaporators-air coolers and condensers) [1].

**Formulation of the problem.** The degree of perfection of HCU is determined by internal losses due to the presence of harmful space, hydraulic resistance at suction and discharge, refrigerant vapour leakage due to leaks (in valves, piston-cylinder interface), mechanical friction, overheating of suction vapour in the electric motor, which change the character of processes in the thermodynamic cycle of VCRM. The reduction of these losses makes it possible to reduce the energy consumption of the HCU.

Energy losses in HE are connected with external irreversibility in the VCRM cycle, caused by finite temperature differences in HE, which, in their turn, depend on efficiency of heat transfer processes between air (water) and refrigerant. Their intensification and, as a consequence, reduction of temperature differences provide increase of boiling temperature (in the evaporator-air cooler) and reduction of condensation temperature (in the condenser) and, as a result, reduction of power consumption of VCRM.

**Research results.** As a result of the conducted research [1], dependences for calculating the thermal, gas-dynamic, mechanical and electrical characteristics of HCU, which allow solving the problems of improving their efficiency, reliability and optimization, have been obtained. The proposed mathematical models and calculation methods: depression in the valves, thermal state of the HCU, operating processes and transient modes - allow to assess the impact of design and mode parameters on energy losses in the HCU at the design stage. As a result, a new range of hermetic compressors of HGV and HGN types was created and improved, which correspond to the level of the best examples of domestic and foreign refrigeration equipment.

**Conclusions.** The laws of influence of a fin spacing on heat exchange in tube and plate air coolers (AC) of VCRM of ship SACR are revealed, and existence of intensity maximum of a heat transfer in an interval of a fin spacing 4...6 mm (a range of relative height of an interrib channel 2,0...1,3) is established by experimental way for the first time. Calculated dependences for determination of heat transfer coefficient from air to plate-and-tube surface in the fin spacing range of 4...6 mm are offered. The discrepancy between calculated and experimental data does not exceed  $\pm 10\%$ . Realization of the revealed regularities by rational design of low-temperature refrigerant tube-and-plate AC with 4...6 mm fin spacing provides increase of heat transfer intensity by 20...30 %, corresponding decrease of energy losses caused by finite temperature difference in AC, and reduction of fuel consumption by 8...10 % and by 1...3 % for a ship as a whole.

### REFERENCES

1. Radchenko N.I., Dorosh V.S., Radchenko A.N., Radchenko R.N., Lytosh E.V. Germetichnyye parokompressionnyye kholodil'nyye mashiny sudovykh sistem konditsionirovaniya i refrizheratsii [Hermetic vapor compression refrigeration machines of the ship systems of conditioning

and refrigeration] / Radchenko N.I., Dorosh V.S., Radchenko A.N., Radchenko R.N., Lytosh E.V.; Monograph. – Nikolaev: NUS, 2011. – 400 p.

2. Radchenko N.I., Dorosh V.S., Lytosh E.V. Energoberezhenie i bezopasnost' ekspluatsii oborudovaniya sistem refrizheratsii rechnyh i morskikh sudov. [Energy saving and safety of operation of equipment for refrigeration systems of river and sea vessels] / Radchenko N.I., Dorosh V.S., Lytosh E.V. Tekhnogenna bezpeka: Naukovi praci. – Mikolayiv: MDGU im. P. Mogyly, 2007, T. 61. Vyp. 48, – S. 97 – 105.

3. Radchenko N.I., Lytosh E.V., Dorosh V.S. Napravleniya sokrashcheniya potrebleniya topliva sudovymi sistemami refrizheratsii. [Directions for reducing fuel consumption by ship refrigeration systems] / Radchenko N.I., Lytosh E.V., Dorosh V.S. Zb. nauk. pr. NUK. – Mikolayiv: NUK, 2007, № 1 (412). – S. 97 – 101.

## ВПЛИВ КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА НА ТОКСИЧНІСТЬ І ДИМНІСТЬ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

Зінченко Д.О., Кочетов Г.А.

Херсонська державна морська академія, Україна

**Вступ.** Склад відпрацьованих газів визначається особливостями процесів подачі палива, сумішоутворення і горіння палива. Причому кожен з компонентів ВГ має свої фізико-хімічні особливості процесу утворення. Отже, знаючи склад ВГ, можна досить точно аналізувати характер протікання процесу згорання палива всередині циліндра двигуна і на цій підставі вирішувати зворотню задачу, а саме визначати шляхи цілеспрямованого впливу на процеси подачі палива, сумішоутворення і горіння з метою зниження викидів шкідливих речовин [1].

**Основна частина.** Існують кілька шляхів прогнозування концентрації шкідливих речовин у ВГ.

Один з них заснований на вивченні парціального впливу на їх вихід конструктивно-регулювальних параметрів. Інакше кажучи, маючи експериментальні дані щодо впливу того чи іншого фактора на емісію шкідливих речовин можна отримати емпіричні залежності для окремих компонентів ВГ. Для прикладу в табл. 1 наведені такі залежності для оцінки змісту у ВГ оксидів азоту  $NO_x$ , монооксиду вуглецю  $CO$ , вуглеводнів  $C_xH_y$  і димності від кута випередження впорскування палива  $\theta$  для двох режимів роботи двигуна: номінального і максимального крутного моменту [2].

Таблиця 1 – Емпіричні залежності для концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах двигунів внутрішнього згорання

| Параметр               | Номінальний режим                    | Режим максимального крутного моменту |
|------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
| Оксиди азоту, ppm      | $767,5 + 100,5 \theta$               | $213,5 + 79 \theta$                  |
| Монооксид вуглецю, ppm | $4937 - 446 \theta + 12,27 \theta^2$ | $8674 - 801 \theta + 24,8 \theta^2$  |
| Вуглеводні, ppm        | $210,5 - 21 \theta + 0,1 \theta^2$   | $627 - 11,5 \theta + 0,7 \theta^2$   |
| Димність, % Hartridge  | $155 - 10,5 \theta + 0,25 \theta^2$  | $103 - 5 \theta + 0,15 \theta^2$     |

За допомогою цих залежностей і графіків (рис. 1, 2), вдається досить об'єктивно оцінювати вплив кута випередження впорскування палива на емісію шкідливих компонентів. Так, вміст  $NO_x$  знижується зі зменшенням кута  $\theta$ . Даною закономірністю часто користуються для задоволення вимог по токсичності в зонах контрольованих викидів. Є приклади, коли з метою досягнення прийнятних значень  $NO_x$  кут випередження впорскування палива задають близьким до нуля або взагалі роблять його негативним, тобто при таких кутах  $\theta$  подача палива починається у ВМТ або навіть на лінії розширення. Зрозуміло, що при зазначених значеннях  $\theta$  паливна економічність двигуна різко погіршується. За даними фірми MAN уприскування палива при  $8^\circ$  ПКВ після ВМТ приводить до зниження викидів оксидів азоту на 25...30 %, але при цьому підвищується витрата палива на 8...10 % і збільшується димність на 2...5 % [3].

Що стосується оксиду вуглецю, то існує оптимальний кут  $\theta$ , при якому емісія  $CO$  мінімальна. В рівній мірі це твердження справедливо і для димності ВГ.

Ще більшу інформативність впливу конструктивно-регулювальних параметрів двигуна на вихід шкідливих речовин дають тривимірні діаграми. Наявність таких і подібних до них діаграм дозволяє досить оперативно пропонувати технічні рішення по зниженню токсичності і димності ВГ. Однак, вони, будучи отримані шляхом апроксимації експериментальних даних, природно будуть прийнятні тільки для цілком конкретного двигуна і тільки для конкретного режиму його роботи. Для інших двигунів їх застосування може носити тільки якісний характер. Багато в чому пояснюється таке становище тим, що зазначені апроксимуючі залежності не описують фізико-хімічні закономірності утворення шкідливих речовин при

горінні палива в камері згоряння дизеля. Всіх цих недоліків позбавлений метод, заснований на розрахунковому моделюванні процесів.

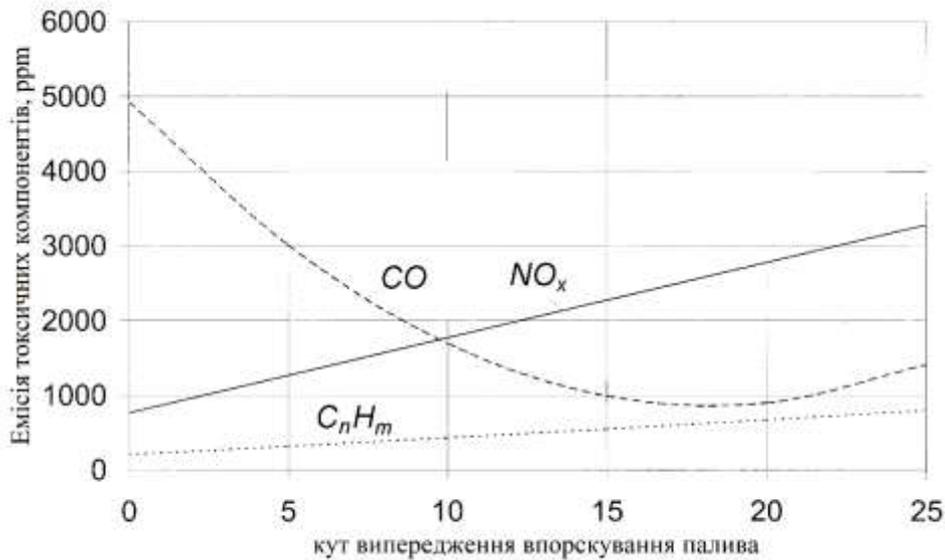


Рисунок 1 – Емісія токсичних компонентів ВГ в залежності від кута випередження впорскування палива [3]

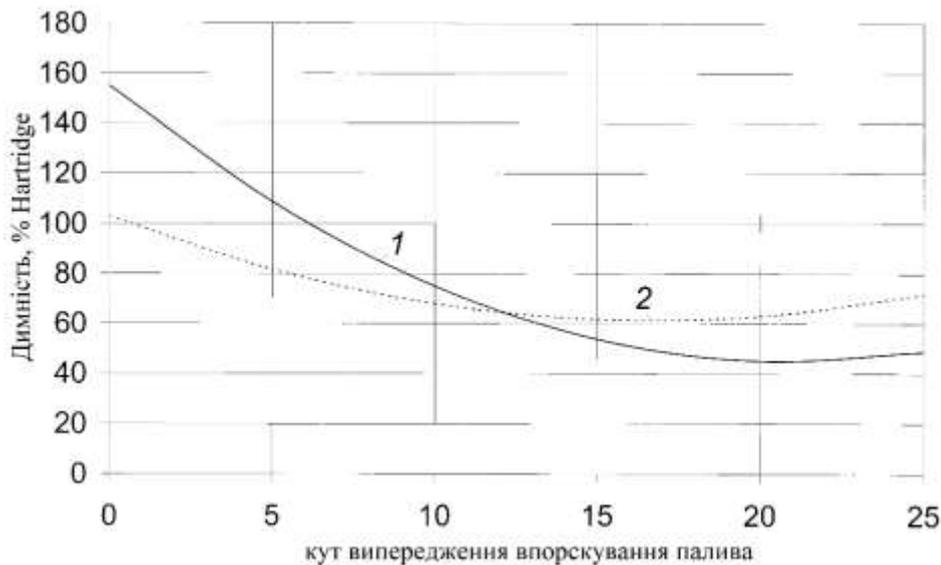


Рисунок 2 – Димність ВГ у функції від кута випередження впорскування палива [3]: 1 – режим максимально тривалої потужності; 2 – режим максимального крутного моменту

**Висновки.** Проблема поліпшення екологічних показників судових дизелів існує і в умовах постійного посилення законодавчих норм щодо викидів забруднюючих речовин з відпрацьованими газами стає важко здійсненним технічним завданням. Відомі і промислово освоєні способи зниження концентрації оксидів азоту, такі як селективне каталітичне відновлення, рециркуляція відпрацьованих газів, застосування водопаливних емульсій вичерпали свої потенційні можливості, а тому їх застосування вже недостатньо для виконання вимог ІМО Tier-3. У зв'язку з цим є неминучим генерування нових ідей, висунування перспективних гіпотез і на їх основі створення більш досконалих технологій по зниженню шкідливих викидів. Особливою проблемою всіх існуючих систем автоматичного управління залишається формування такого значення  $\theta$ , при якому одночасно зі зниженням викидів шкідливих речовин поліпшується паливна економічність дизеля.

ЛІТЕРАТУРА

1. Горбунов В.В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В.В. Горбунов, Н.Н. Патрахальцев. – М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 1998. – 214 с.
2. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: учеб. Пособие / А.Р. Кульчицкий. – Владимир: Владим. Гос. Ун-т, 2000. – 256 с.
3. Мельник Г.В. Технологии снижения вредных выбросов дизелей. Состояние и перспективы развития. По материалам конгресса СИМАС 2010 // Двигателестроение. – 2011, № 4. – С. 48-56.
4. Новиков Л.А. Ограничение выбросов  $\text{NO}_x$  на уровне ИМО TIER-3 для судовых дизелей отложено до 2021 года развития // Двигателестроение. – 2013, № 2. – С. 26-32.
5. Перспективные технологии снижения выбросов  $\text{NO}_x$  судовых дизелей (материалы конгресса СИМАС 2013) // Двигателестроение. – 2014, № 2. – С. 38-54.

## ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ У СЕКТОРІ МІСЬКОГО ЕЛЕКТРОТРАНСПОРТУ

Багач Р.В., Гнатов А.В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

**Вступ.** Основу енергетичних ресурсів міського електротранспорту (МЕТ) становить електрична енергія, до 90...95 % якої споживається для пасажирських перевезень, а решта 5...10% йде на внутрішні технологічні потреби транспортних підприємств. Втрати енергії у системі електропостачання електротранспорту сягають 25 % обсягу споживання. В результаті питомі показники енергоспоживання рухомого складу в Україні становлять в середньому близько 0,32 кВт·год на одного пасажера.

У країнах Західної Європи цей показник суттєво менший: на перевезення одного пасажера трамвайними вагонами D-82 у Німеччині витрачається усього 0,18 кВт·год, вагонами LRV у Великій Британії – 0,22 кВт·год. [1-4]

У сучасних умовах господарювання за зростання вартості паливно-енергетичних та інших ресурсів і обмежень бюджетних коштів особливої актуальності набуває питання розроблення та впровадження проектів із енергозбереження у сфері електротранспорту.

**Результати досліджень.** Впровадження проектів з енергозбереження може здійснюватися шляхом [5-7]:

- нормування й стратегічного прогнозування електроспоживання;
- удосконалення маршрутної мережі та відкриття нових маршрутів електротранспорту;
- розроблення енергозберігаючих режимів роботи обладнання, удосконалення процесів водіння трамваїв та тролейбусів;
- модернізації і заміни обладнання (модернізація електротранспорту шляхом встановлення тиристорно-імпульсних систем управління тяговими двигунами, заміна силових підстанцій);
- зменшення витрат електричної енергії за рахунок заміни старого рухомого складу новим.

Розрахунок рівня нормативного споживання електроенергії і його стратегічне прогнозування допомагає виявити неефективні режими роботи та перевитрати електроенергії. Суттєвих результатів можна досягти при встановленні лічильників-реєстраторів електроенергії на рухомому складі та оцінці індивідуальної економії електроенергії кожним водієм (рис.1).



Рисунок 1 – Лічильник-реєстратор для обліку витрат електроенергії тяговими електродвигунами

Лічильник-реєстратор призначений для некомерційного обліку витрат електроенергії тяговими електродвигунами тролейбуса (модифікація РЕН500.3 РІВП.453819.003) або трамвая (модифікація РЕН500.3-01 РІВП.453819.003-01) з метою відпрацювання та подальшого застосування водіями найбільш економічних прийомів водіння електротранспорту.

Впровадження енергозберігаючих режимів роботи обладнання дозволяє забезпечити функціонування технологічного устаткування в оптимальному режимі та реальну економію енергоресурсів [7-11]. Позитивні результати може дати використання тролейбусів (трамваїв) підвищеної місткості. Це дозволяє заощаджувати електроенергію завдяки збільшенню кількості перевезених пасажирів, але вимагає збільшення інтервалів руху. Раціональне співвідношення між кількістю рухомого складу підвищеної та середньої місткості залежить від умов експлуатації на тому чи іншому маршруті, пасажиропотоків цих маршрутів і може становити до 50% загального випуску транспортних засобів на маршрути.

Третій шлях (модернізація і заміна обладнання) спрямований на впровадження конкретних технічних та технологічних новацій, що сприяють зниженню енергоспоживання (заміна застарілого обладнання, впровадження енергозберігаючих частотно-регульованих електроприводів, модернізація внутрішнього електроустаткування і т.д.). Більшість рухомого складу оснащена реостатно-контакторними системами управління. Їхня заміна на більш енергоефективні дозволяє економити до 40% електроенергії. При цьому підвищується якість регулювання технологічних параметрів. Розрахунки свідчать, що ця складова економії електроенергії часто дозволяє окупити витрати на модернізацію менш ніж за рік і далі приносить чисту економію.

Заходи з енергозбереження треба розробляти на підставі енергетичних паспортів маршрутів, в яких визначаються, крім питомого (на один вагону-машино-кілометр пробігу) енергоспоживання, ще і складові витрат енергії, зокрема витрати на кожну зупинку, на кожен світлофор, на кожну спецчастину контактної мережі, а також сумарні обсяги енерговитрат на маршруті. Співставленням питомих витрат енергії із питомою (на один вагону-машино-кілометр пробігу) виручкою встановлюються пріоритети в зміні умов експлуатації для економії енергії: повна (або на певні години доби) ліквідація зупинок при малому пасажирообігу, зміна циклів світлофорів для мінімізації кількості пусків протягом рейсу, раціональне розташування спецчастин контактної мережі відносно зупинок та світлофорів, гнучка маршрутизація відповідно до коливань пасажиропотоку тощо. Впровадження цих заходів може давати до 8% економії енергії за незмінних обсягів пасажироперевезень.

До заходів, націлених на енергозбереження у сфері експлуатації рухомого складу електротранспорту, можна віднести заміну засобів освітлення в салонах вагонів та машин на менш енерговитратні. Серед інших напрямків енергозбереження на підприємствах МЕТ слід зазначити такі: використання в міському транспорті нових ефективних двигунів із сильнішим охолодженням, меншими витратами електроенергії на власні потреби; покращення аеродинамічних показників рухомого складу міського транспорту; здійснення комплексу заходів щодо зниження витрат електроенергії на тягових підстанціях; розробка маршрутів для швидкісних трамваїв. Серед запропонованих заходів найбільш ефективними з точки зору енергозбереження є такі: 1) модернізація електротранспорту шляхом встановлення тиристорно-імпульсних систем керування тяговими двигунами (рис. 2); 2) зменшення витрат електроенергії за рахунок заміни рухомого складу.



Рисунок 2 – Тролейбус АКSM-221 із тиристорно-імпульсною системою керування тяговими двигунами

Сьогодні практично всі нові моделі трамваїв та тролейбусів оснащені імпульсними системами регулювання з транзисторами IGBT.

На рухомому складі, що експлуатується в Україні, в системах керування, як правило, застосовуються тягові двигуни, що виготовляються серійно та вже застосовувались в тягових приводах із реостатно-контакторними системами керування. Це стосується трамвайних вагонів та тролейбусів як переобладнаних та на яких реостатно-контакторна система керування була замінена на імпульсну, але тяговий двигун залишився того ж типу (трамвайні вагони Т-3, тролейбуси ЗиУ-9, ЮМЗ-Т2), так і оновлених (перші зразки трамвайних вагонів К1 з тяговими двигунами ТЕ-023, тролейбуси ЛАЗ Е183Д1 з тяговим двигуном ЭД-138). Витрати електроенергії на керування рухом за рахунок цього зменшились на 20...40%. [10-15]

**Висновки.** Внаслідок заміни реостатно-контакторної системи керування тяговим двигуном на тиристорно-імпульсну систему керування лише на одному тролейбусі за рік можна з економити близько 39 МВт·год енергії (або 35% порівняно із поточним станом). Загальна вартість переобладнання одного тролейбуса на тиристорно-імпульсну систему керування тяговим двигуном – близько 250 тис. грн.

Замістивши автобуси малого класу, що експлуатуються в містах України, на тролейбуси або електробуси (при збереженні сумарної пасажиромісткості рухомого складу), можна отримати значне річне скорочення витрат палива.

Огляд енергозберігаючих заходів у сфері міського електротранспорту показує, що вони дозволяють більш раціонально використовувати ресурси підприємств МЕТ. Наведені заходи дозволяють скоротити споживання електроенергії, тим самим зменшивши її втрати та вплив міського електротранспорту на навколишнє середовище.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Аргун Щ.В. Энергосберегающие технологии на автобусном транспорте: монография / Щ. В. Аргун, А. В. Гнатов., Д. В. Марченко – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2017. – 177 с.
2. Hnatov, A., Patlins, A., Arhun, S., Ulianets, O., Romanovs, A. Development of an unified energy-efficient system for urban transport //2020 6th IEEE International Energy Conference (ENERGYCon). – IEEE. – pp. 248–253. DOI: 10.1109/ENERGYCon48941.2020.9236606..
3. Arhun Shch., Hnatov A., Mygal V., Khodyriev S., Popova A., Hnatova H. An integrated system of alternative sources of electricity generation for charging urban electric buses. 2020 IEEE 40th International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO) – April 24-26, 2020. – Kyiv, Ukraine – P. 619-624 10.1109 / ELNANO50318.2020.9088911.
4. Hnatov, A., Arhun, S., Tarasov, K., Hnatova, H., Mygal, V., Patlins, A. Researching the model of electric propulsion system for bus using Matlab Simulink //2019 IEEE 60th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON). – IEEE, 2019. – С. 1-6. DOI: 10.1109 / RTUCON48111.2019.8982352.
5. Гнатов А. В. Електромобілі – майбутнє, яке вже настало / А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун, О. А. Ульянець // Автомобиль и электроника. Современные технологии: электронное научное специализированное издание. – Х.: ХНАДУ, 2017. – № 11. – С. 24-28. – ISSN 2226-9266– Режим доступа: [http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P\\_SIS/AE17\\_1/1.4.pdf](http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_SIS/AE17_1/1.4.pdf)
6. Гнатов А. В. Автобусный транспорт, назначение и классификация. Электробус на суперконденсаторах / А. В. Гнатов, А. В. Пидгора // Автомобиль и электроника. Современные технологии: электронное научное специализированное издание. – Х.: ХНАДУ, 2017. – № 11. – С. 5-12. – ISSN 2226-9266– Режим доступа: [http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P\\_SIS/AE17\\_1/1.1.pdf](http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_SIS/AE17_1/1.1.pdf)
7. Hnatov A. Energy saving technologies for urban bus transport / A. Hnatov, Shch. Arhun, S. Ponikarovska // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. 2017. – №14(4). – P. 4649-4664. doi: <https://doi.org/10.15282/ijame.14.4.2017.5.0366>.

8. Hnatov A., Arhun Shch., Ponikarovska S., Ulyanets O. Ultracapacitors electrobus for urban transport. IEEE 38th International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO-2018) – April 24 –26, 2018. – Kyiv, Ukraine. – P. 539–543. doi: 10.1109/ELNANO.2018.8477449.
9. Andrey Gnatov. Smart Road as a Complex System of Electric Power Generation / Andrey Gnatov, Shchasyana Argun, Natalia Rudenko // 2017 IEEE First Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON) – May 29 – June 2, 2017. – Kyiv, Ukraine – P. 457–461, IEEE Catalog Number: CFP17K03-USB. – ISBN: 978-1-5090-3005-7.
10. Andrey Gnatov. Joint Innovative Double Degree Master Program «Energy-Saving Technologies in Transport» / Andrey Gnatov, Shchasyana Argun, Olga Ulyanets // 2017 IEEE First Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON) – May 29 – June 2, 2017. – Kyiv, Ukraine – P. 1203–1207, IEEE Catalog Number: CFP17K03-USB. – ISBN: 978-1-5090-3005-7.
11. Гнатов А. В., Аргун Щ. В., Гнатова Г. А., Сохін П. А. Переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. – 2022. – № 21. – С. 22-30. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2022.21.0.1>.
12. Hnatov A.V., Arhun S.V., Hnatova H.A., Sokhin P.A. Technical and economic calculation of a solar-powered charging station for electric vehicles. Автомобільний транспорт, Вип. 49, 2021, С. 71-78. DOI: <https://doi.org/10.30977/AT.2019-8342.2021.49.0.05>
13. Hnatov A., Arhun Shch., Bagach R., Nechaus A. Tarasova V., Ruchka O., Don A., Patlins A. Electrical power unit of the transformer oil centrifugal cleaning unit. Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ. – 2021. – Вип. 48. – С. 101-112. DOI: 10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.101.
14. Гнатов А. В., Аргун Щ. В., Багач Р. В., Гнатова Г. А., Тарасова В. В., Ручка О. О. Аналіз найбільш поширених методів визначення стійкості енергетичних систем. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології: електронне наукове спеціалізоване видання. Х.: ХНАДУ, 2021. № 20. – С. 17-26. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2021.20.0.02>
15. S Arhun, Yu Borodenko, A Hnatov, A Popova, H Hnatova, N Kunicina, A Ziravecka, A Zabasta, L Ribickis. Choice of Parameters for the Electrodrive Diagnostic System of Hybrid Vehicle Traction //Latvian Journal of Physics and Technical Sciences. – 2020. – Т. 57. – №. 4. – С. 3-11. DOI: <https://doi.org/10.2478/lpts-2020-0017>

## ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЦИРКУЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ПІДГРІВУ НАФТОВАНТАЖІВ НА ТАНКЕРАХ

Щедролосєв О.В.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

**Вступ.** В результаті теоретичного дослідження обґрунтовано екологічну та експлуатаційну безпеку циркуляційної системи підігріву нафтовантажів на танкерах під час вивантаження.

**Актуальність дослідження.** Однією з найважливіших проблем для наливних суден є забезпечення екологічної та експлуатаційної безпеки щодо запобігання вибухам і пожежам при виконанні найбільш небезпечної технологічної операції – вивантаження нафтопродуктів. За цієї операції звільнений обсяг вантажних танків заповнюється атмосферним повітрям [1]. Зниження тиску в танку та збільшення площі призводять до зростання випаровування легких фракцій вуглеводнів нафтопродуктів. В результаті створюється можливість утворення небезпечних вибухових концентрацій газової суміші у танку.

Найбільшою гарантією забезпечення вибухобезпечної експлуатації танкера в цих умовах є створення і постійна підтримка у вантажних танках атмосфери нездатної до займання. Для цих цілей реалізуються два основні напрямки щодо запобігання зазначеним небезпекам – обладнання газовідвідної системи та системи інертних газів.

З опублікованих матеріалів за раніше розробленою та найбільш вивченою трубчастою (змійниковою) системою підігріву вантажів відомі й інші причини виникнення вибухонебезпечних ситуацій до та під час вивантаження вантажів [1]:

- у зв'язку з можливістю пожежонебезпечного оголення змійовиків при зниженні рівня вантажу, диференті та нахилу танкера система підігріву вантажу завчасно відключається;
- ефективність підігріву вантажу під час вивантаження знижується через ослаблення конвекції при зменшенні шару вантажу;
- темп охолодження вантажу до кінця вивантаження зростає зі зменшенням маси вантажу;
- задля забезпечення сприятливих умов вивантаження на завершальному етапі заздалегідь створюється досить високий запас теплоти;
- створення запасу теплоти на остигання вантажу до завершення вивантаження пов'язане з перегріванням його, зростанням випарів і створенням небезпечної ситуації.

**Постановка проблеми.** У зв'язку з відсутністю відомостей про пожежонебезпеку нової і все більш широко застосовуваної циркуляційної системи підігріву вантажів на танкерах під час вивантаження, представляє науковий і практичний інтерес теоретичне дослідження даного завдання, яке вирішується в рамках актуальних досліджень з комплексної проблеми вдосконалення енерговикористання в спеціальних системах наливних суден і загалом суднових енергетичних установок.

Метою даного дослідження є обґрунтування умов екологічної та експлуатаційної безпеки циркуляційної системи підігріву вантажу під час вивантаження нафтопродуктів з танків наливних суден.

**Результати досліджень.** Робота досліджуваного циркуляційного способу підігріву вантажу, на відміну трубчастого (змійникового), може продовжуватися до завершення вивантаження, оскільки для її здійснення відбирається частина подачі вантажного насоса. Теплообмінник винесений із порожнини танка та розташований на верхній палубі. Управління системою здійснюється автоматикою.

Умови підігріву вантажу до кінця вивантаження змінюються у зв'язку з пропорційно зростаючою кратністю циркуляції підігрітого вантажу до рівня вантажу, що відносно знижується.

$$\kappa = \kappa_0 \frac{V_{ц.н} \rho_{ст}}{G_{ст} - B\tau}, \quad (1)$$

де:  $k_0$  - кратність циркуляції до початку вивантаження;  $V_{ц.н}$  - об'ємна подача циркуляційного насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\rho_{вт}$  - щільність вантажу,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $G_{вт}$  - маса вантажу,  $\text{кг}$ ;  $B$  - продуктивність розвантаження,  $\text{кг}/\text{год}$ ;  $\tau$  - змінний час вивантаження,  $\text{год}$ .

Зростання кратності циркуляції до кінця вивантаження суттєво змінює процес підігріву залишків. Підігріта частина вантажу, що вливається через сопла, розігріває і змиває залишки до приймача вантажного насоса. Інтенсивність теплообміну характеризується переходом від вільної конвекції до вимушеного руху (механічного перемішування) теплоносія з масою вантажу.

На цій підставі можна стверджувати, що темп охолодження вантажу  $m$ ,  $^{\circ}\text{C}/\text{с}$ , до кінця зливу не змінюється, тобто.

$$m = dt/d\tau = \text{const}, \quad (2)$$

де  $dt$  - зміна температури вантажу під час  $d\tau$  у процесі розвантаження.

Для визначення необхідної температури вантажу перед початком вивантаження, в процесі якої забезпечується необхідна температура до початку зачистки, розглянуто процес одночасного підігріву і охолодження при кількості вантажу, що змінюється під час вивантаження. Тоді з огляду на рівняння (1-2) процес підігріву - вивантаження вантажу від початку вивантаження до початку зачистки можна описати наступним диференціальним рівнянням

$$Q_0 d\tau = (G_0 + G_3 - B\tau 10^{-3})(dt + m d\tau) c_{ем}, \quad (3)$$

де -  $Q_0 = V_{ц.н} \rho_{ем} c_{ем} (t_{вих} - t_{дон})$  кількість теплоти від підігрівача вантажу на компенсацію тепловтрат,  $\text{кВт}$ ;  $c_{вт}$  - питома теплоємність вантажу,  $\text{Дж}/(\text{кг K})$ ;  $t_{вих}$  - температура на виході їхнього теплообмінника,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{доп}$  - допустима температура охолодження вантажу,  $^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{доп} = t_{нач} = t_{вт} = t_{заст} + 10^{\circ}\text{C}$  [3];  $G_0$  - кількість вантажу, що вивантажується до початку зачистки, тис. т;  $G_3$  - кількість вантажу, що підлягає зачистці, тис. т;  $B\tau \cdot 10^{-3}$  - визначає зменшення кількості вантажу на початок процесу вивантаження, тис. т, де  $B$  - продуктивність вивантаження,  $\text{т}/\text{год}$ ;  $\tau$  - змінний час вивантаження,  $\text{год}$ ;  $m d\tau$  - характеризує компенсацію тепловтрат, де  $m = dt/d\tau$  - темп охолодження вантажу,  $^{\circ}\text{C}/\text{год}$ .

Таким чином, на кожен кілограм вантажу витрачається теплота  $c dt$  - на підігрів та  $c m d\tau$  - на компенсацію тепловтрат.

Розділивши змінні в рівнянні (3) з урахуванням (2), після деяких перетворень отримаємо

$$dt = \left( \frac{Q_0}{(G_0 + G_3 - B\tau 10^{-3}) c_{ем} 10^6} - m \right) d\tau \quad (4)$$

Інтегрування рівняння (4) здійснено в інтервалі температур від шуканої попереднього підігріву  $t_{п.п}$  до заданої за умовами можливості перетікання вантажу  $t_{доп}$ .

Інтервали часу прийняті від нуля до  $\tau_0$  - часу розвантаження основної кількості вантажу. В результаті інтегрування рівняння (4) у зазначених межах отримаємо

$$t_{дон} - t_{н.н} = \frac{Q_0}{B c_{сп} 10^3} \ln \left( 1 + \frac{G_0}{G_3} \right) - m \tau_0, \text{ або}$$

$$t_{н.н} = t_{дон} - \frac{Q_0}{B c_{сп} 10^3} \ln \left( 1 + \frac{G_0}{G_3} \right) + m \tau_0. \quad (5)$$

Виходячи з умов забезпечення підтікання вантажу до приймачів вантажних насосів та відповідного зниження подачі вантажних насосів залежно від відносної величини залишків

вантажу на зачистку [3] за допомогою математичної моделі розглянуто вплив процесів підігріву – остигання в динаміці виробленого вивантаження на величину необхідної температури попереднього підігріву  $t_{п.п}$  до початку вивантаження.

Визначення необхідної температури попереднього підігріву вантажу  $t_{п.п}$  у процесі підігріву – остигання та вивантаження вантажу проведено з використанням теплових та вантажних характеристик стосовно серії танкерів проектів 15966 – 15968 [3].

В основу залежності зниження подачі покладено утворення вирви і прососу повітря через всмоктуючий приймач вантажного насоса при зменшенні висоти вантажу в танку менше 2 - 3 м [2]. Враховуючи, що аналізований процес вивантаження основної частини вантажу проводиться безперервно, прийнята пропорційна залежність зниження подачі  $k_{з.п}$  вантажних насосів за умови  $h_3 \leq 3$ , у вигляді, де  $h_3$  - Висота залишку вантажу, що змінюється, на зачистку, м.

Результати розрахунку температури попереднього циркуляційного підігріву, або розігріву в процесі вивантаження основної маси вантажу, для забезпечення нормальної зачистки, представлені в [3].

З виконаного дослідження можна зробити такі практичні висновки:

1. Температура попереднього підігріву  $t_{п.п}$  перед початком вивантаження повинна відповідати  $t_{доп}$ .
2. Створювати запас теплоти розігрівом вантажу на початок вивантаження вище  $t_{доп}$  недоцільно.
3. У процесі вивантаження основної маси вантажу найбільш енергоефективним є підігрів на рівні компенсації тепловтрат, що забезпечує необхідну температуру до початку зачистки.
4. Циркуляційний підігрів вантажу до кінця вивантаження необхідний у сучасних корпусах наливних суден з подвійними бортами та дном не стільки для підтримки нормальної продуктивності вантажних насосів, скільки для розігріву та змиву придонних та прибортових шарів застигаючих нафтопродуктів, внаслідок чого можуть бути значно скорочені «мертві залишки».
5. Умови пожежонебезпеки теплообмінників циркуляційної системи підігріву вантажів значно відрізняються від умов трубчастої системи підігріву, так як вони винесені на верхню палубу та легко керуються системою автоматики.
6. Екологічна та експлуатаційна безпека циркуляційної системи підігріву нафтовантажів значно вища і надійніша ніж у трубчастої (змійникової) системи підігріву.
7. Результати проведеного дослідження розкривають широкі можливості для подальших розробок щодо проблеми підвищення енергоефективності спеціальних систем та загалом СЕУ наливних дизельних суден.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Кутиркін В.А., Постніков В.І. Спеціальні системи нафтоналивних суден. Довідник - М.: Транспорт, 1983. -192 с.
2. Щедролосев А. В. Оценка экономической эффективности работы циркуляционного насоса в системе подогрева жидких грузов на наливных судах. *Збірник наукових праць УДМТУ*. 2002. 5. С. 96–103.
3. Щедролосев А. В. Оптимизация параметров циркуляции в системах циркуляционного подогрева грузов на наливных судах. *Збірник наукових праць УДМТУ*. 2002. 6. С. 92–99.
4. Міжнародна Конвенція щодо запобігання забрудненню з суден 1973 р.; змінена Протоколом 1978 р. до неї; МАРПОЛ 73/78, 1994. - 310 с.

## ДЕКАРБОНІЗАЦІЯ НА ТРАНСПОРТНОМУ ФЛОТІ, ЇЇ ПРОБЛЕМИ І ПЕРСПЕКТИВИ

Настасенко В.О.

Херсонська державна морська академія, Україна

**Вступ.** Проблема декарбонізації діяльності людства є однією з головних в умовах постійно зростаючої загрози глобального потепління. Вона вирішується різними шляхами в усіх сферах сучасного суспільства [1], в першу чергу – в галузях техніки і технологій.

В рамках цієї проблеми транспортний флот не міг бути осторонь від її вирішення. Тому ІМО в Додатку VI Конвенції MARPOL 73/78, ввела обмеження на викиди шкідливих речовин при спалюванні палива суден. Найбільш жорсткі вимоги почали діяти з 2009 року з введенням індексу енергетичної ефективності (EEDI) суден, який обмежує емісію CO<sub>2</sub>. Основним нормативним документом для розрахунку EEDI є резолюція ІМО [2] де наведена докладна методика визначення індексу. Серед основних технічних шляхів вирішення даної проблеми рекомендовано використання вітряної і сонячної енергетики.

Відродження вітрильного флоту почалося ще з 60-х років ХХ століття. Однак за 60 років не було досягнуто значних успіхів, що потребує детального аналізу даного шляху. Його виконання є головною метою виконуваної роботи, а розробка рекомендацій на базі цього аналізу складає її наукову новизну.

**Аналіз стану проблеми і останніх досліджень.** Судновій вітряній енергетиці в останні роки приділяється постійна увага, оскільки ще на початку минулого століття основу транспортного флоту складали щоглові вітрильники. В теперішній час цей шлях визнано більш перспективним, ніж використання суднової сонячної енергетики, оскільки в умовах низького ККД сонячних напівпровідникових систем (пікова величина 16-18% у сонячні дні опівдні в екваторіальній зоні, яка і там падає до 12 ... 13% за рахунок похмурих днів і до 3 ... 4% за рахунок часу доби та). Тому її потужності потребують великих площ, яких немає на судні і в судновій енергетиці цей шлях може використовуватися, лише як додатковий.

Вітрильна енергетика на судні може бути основною, оскільки такою була 100 – 120 років тому. Але слід враховувати, що рекордсмен вітрильних гонок ХІХ століття, чайний кліпер «Cutty Sark», долав відстань у 19 тис. миль від китайського порту Фучжоу до Лондона за 107...110 діб [3]. При цьому його максимальна середня швидкість становила 7,4 вузла, або 3,8 м/с, що замало для сучасних перевезень, де середня швидкість перевищує 14 вузлів.

Не зважаючи на це, використання вітрильних суден доцільне на шляхах, де середня річна швидкість вітру перевищує 10 м/с, а саме в так званих «ревучих» 40-вих широтах. На тропічних маршрутах, де середня річна швидкість вітру становить 5 м/с і часто виникає багатомісячний штіль, використання вітрил недоцільне, вони там стають марним вантажем, який зменшує об'єм транспортних перевезень.

Таким чином, основна увага даної роботи присвячена аналізу та розробці вітрильних суднових систем.

**Обґрунтування найбільш перспективних суднових вітрильних систем.** Над цими питаннями працюють в усіх провідних морських державах світу (Японія, Велика Британія, Франція, Німеччина, Швеція, Іспанія, Китай, та ін.) і велика кількість провідних суднобудівних і судноплавних компаній світу. Велика увага їм надається в роботі компанії Sea Shepherd Ocean Action, яку зараз очолює капітан Пауль Уатсон (Paul Watson). В 2019 році він виділив ТОП-7 проектів суднових вітряних систем, які визнав кращими в сьогоднішній день (Таб. 1) [4].

В Україні найбільші досягнення пов'язані з роботою Херсонської державної морської академії, де професором Настасенко В.О. отримано 12 патентів на винаходи в сфері вітряної та гідрохвильової енергетики, а також виконано більше 20 дипломних робіт спеціалістів і магістрів. Накопичений досвід [5] дозволив виступити з критикою ТОП-7 проектів капітана Уатсона. При цьому найбільшій критиці підданий проект E/S Orcelle, який був ним поставлений на 1-е місце.

Таблиця 1 –ТОП-7 проектів суднових вітряних систем капітана Уатсона

| Рейтинг | Назва проекту                             | Особливості проекту   |
|---------|---|---|
| 7       | B9 Sail Cargo Ship (Велика Британія)      | Вітрила з поворотними щоглами, які встановлені по осі судна і не мають такелажу для їх кріплення з корпусом, що спрощує їх поворот і керування. |
| 6       | Eco Marine Power Wind-Solar Ship (Японія) | Велика кількість жорстких поворотних вітрил, які встановлені на обох бортах корпусу судна і використовують енергію вітру і сонця.               |
| 5       | Sky Sails / Kite Ship (Германія)          | Гнучкі підйомні вітрила – буксирувальні повітряні змії, які встановлені на носі судна для його руху за вітром.                                  |
| 4       | Flettner Rotor Ship (Германія)            | Вертикальні обертальні циліндри, які відтворюють ефект Магнуса у якості рушія судна.  |
| 3       | NYK ECO Ship 2030 (Японія)                | Комплексна система гнучких підйомних вітрил, сонячних батарей та удосконалення обтічності корпусу, надбудов і усіх енергетичних систем судна.   |
| 2       | STX Eoseas (Франція)                      | 5 ... 6 щогл висотою більше 100 м з гнучкими підйомними і поворотними вітрилами.  |
| 1       | E/S Orcelle (Швеція)                      | Жорсткі підйомні вітрила з сонячними батареями на їх поверхні та гідрохвильовими плавниками, які перетворюють енергію руху хвиль.               |

Переваги проекту E/S Orcelle – використання усіх 3-х видів альтернативної суднової енергетики: вітряної, сонячної та гідрохвильової [6], які не має жоден з інших проектів, що спонукало Уатсона дати йому 1-е місце.

Однак установка гідрохвильових платформ-плавників під днищем судна несе загрозу значного пошкодження його корпусу при посадці на міліну. Велика кількість перетворень енергії хвиль у електричну енергію обертання валу електрогенератора різко зменшує ККД системи. Жорстке підйомне вітрило не здатне повертатися при зміні напрямку вітру, що різко зменшує його ефективність при інших його напрямках, окрім попутного. Окрім того, розміщення вітрил на даху судна зсуває його відносно корпусу, на який діє протилежний опір води, що веде до появи моменту сил і деформацій даху. (Для усунення цього недоліку у класичних вітрильників корінь щогли упиралася в кілеву балку судна). Велика висота щогл веде до великих навантажень на місця їх кріплення. Сонячні батареї ефективно діють тільки при зустрічному напрямку сонця і повністю не діють при його попутному напрямку.

Аналогічна критика інших проектів [5] дозволила розробити власну ієрархію ТОП-7 проектів (таб. 2). На 1-е місце поставлено систему Eco Marine Power Wind-Solar Ship [7]. Ця технологія основана на великій кількості жорстких поворотних вітрил, які використовують енергію вітру і сонця, для чого вони оснащені покриттям із сонячних батарей. В нових проектах вони встановлені не тільки на вітрилах, а й на кришках трюмів і на надбудовах судна і мають секції для роботи вночі від інфрачервоних променів.

Малої висоти вітрила розташовані по бортам корпусу судна, що дозволяє проходити йому під мостами і зменшує навантаження на щогли і місця їх кріплення, а головна перевага – це можливість використання палуби для перевезення вантажів і зменшення крену та хитамиці при поривах вітру. Поворот вітрил підвищує їх ефективність при зміні напрямку вітру, а їх двохстороннє покриття сонячними батареями розширює зону напрямків для прийому сонячного світла. Тому даний проект має найбільші переваги для будь якого типу вітрильників ТОП-7 на транспортному флоті і пропонується для подальшої розробки.

Загальними недоліками проектів ТОП-7 залишаються нездатність повної заміни суднових ДВЗ, у кращому разі – це 40% від його потужності.

Таблиця 2 – Пропонований ТОП-7 проектів суднових вітряних систем

| Рейтинг | Назва проекту                    | Особливості проекту   |
|---------|----------------------------------|---|
| 7 (1)   | E/S Orcelle                      | Жорсткі підйомні вітрила з сонячними батареями на їх поверхні та гідрохвильовими плавниками, які перетворюють енергію руху хвиль.               |
| 6 (5)   | Sky Sails / Kite Ship            | Гнучкі підйомні вітрила – буксирувальні повітряні змії, які встановлені на носі судна для його руху за вітром.                                  |
| 5 (2)   | STX Eoseas                       | 5 ... 6 щогл висотою більше 100 м з гнучкими підйомними і поворотними вітрилами.  |
| 4 (7)   | B9 Sail Cargo Ship               | Вітрила з поворотними щоглами, які встановлені по осі судна і не мають такелажу для їх кріплення з корпусом, що спрощує їх поворот і керування. |
| 3 (3)   | NYK ECO Ship 2030                | Комплексна система гнучких підйомних вітрил, сонячних батарей та удосконалення обтічності корпусу, надбудов і усіх енергетичних систем судна.   |
| 2 (4)   | Flettner Rotor Ship              | Вертикальні обертальні циліндри, які відтворюють ефект Магнуса у якості рушія судна.  |
| 1 (6)   | Eco Marine Power Wind-Solar Ship | Велика кількість жорстких поворотних вітрил, які встановлені на обох бортах корпусу судна і використовують енергію вітру і сонця.               |

Однак сучасні проекти для суден водотоннажністю 10...15 тис. т., в т.ч. в безпілотних варіантах, передбачають таку можливість за рахунок використання 5...7-ми поворотних щогл осьової установки з жорсткими вітрилами із закрилками типу крила літака [8], що підвищує його ефективність, з еквівалентом потужності від 1 до 3 МВт на 1 щоглу.

Дані судна будуть закріплені за маршрутами в зонах сильного вітру. Однак при цьому використання палуби неможливе, прохід під мостами без телескопічних щогл – теж.

Таким чином, сучасні щоголові вітрильні судна нездатні до експлуатації в зонах тропіків і субтропіків, і особливо ті, що перетинають екватор, де середня річна швидкість вітру не перевищує 5 м/с., тоді як середня швидкість руху транспортних суден перевищує 10 м/с. Для цієї швидкості потрібен судновий ДВЗ, тому вітер, навіть у попутному варіанті, у більшості випадків не наздожене судно, а вітрила створять додатковий опір руху судна.

В таких випадках використання вітрил доцільне для круїзних суден, де ставиться мета створення романтики подорожі, та для прогулянкових яхт нерегулярного сполучення.

Для круїзних суден кращим проектами слід визнати проект "Royal Clipper" компанії Star Clippers Incorporation [9], що закріплені за маршрутами в зонах сильного вітру.

Однак керування 5-ю щоглами з 42-я вітрилами, складно навіть в автоматичному режимі, тому більші переваги має яхта А російського мільярдера Мельніченко з 3-а щоглами і вітрилами [10], яка має дедвейт 12,7 тис. т., довжину 143 м і 3 карбонові щогли складної конструкції висотою до 97 м.

Яхта оснащена також 2-а дизелями і 2-а електродвигунами, які дозволяють розвивати їй крейсерську швидкість 29 вуз.

Усувають недоліки суднових систем попутного вітру ротори Глетчера [11], які діють при бічному вітрі 2...3 м/с, що дозволяє ефективно використовувати їх в зоні екватору. При попутному, або зустрічному вітрі можливий рух судна галсами. Сучасні проекти набувають все більшого поширення і використовують від 1 до 6 колон.

На суднах використані спеціальні вертикальні обертальні циліндри – ротори, які відтворюють ефект Магнуса у якості рушія для судна. Принцип ефекту пояснюється ущільненням потоку повітря перед ротором, який обертається, що збільшує перед ним

швидкість потоку і зменшує тиск згідно закону Бернуллі. Приклад дії – поступальний рух розкрученого вовчка (дзиги).

Головні недоліки системи:

1. Використання додаткових механічних і енергетичних систем для обертання роторів
2. Власний опір роторів зустрічному потоку повітря, в т.ч. при русі судна, який при швидкості бічного вітру < 3 м/с може бути більшим, ніж вироблювана ними тяга.

3. Еквівалентна потужність 1-го ротора 1 ... 2 МВт.

Судноплавна компанія “Maersk” найбільш часто використовує дані системи.

#### **Висновки.**

1. Сучасні щоглові вітрильні судна мають обмеження у використанні за швидкістю дії вітру, тому неефективні в тропічних і екваторіальних зонах, де середня річна швидкість вітру становить 5 м/с.

2. Найбільш ефективно використання вітрильних суден на закріплених маршрутах в зонах з середньою річною швидкістю вітру > 10 м/с («ревучі» 40-і широти) при обмеженні максимальної швидкості вітру 17 м/с.

3. На суднах з незакріпленими маршрутами більш ефективно використання роторів Глетчера, однак їх потужність обмежена у 1 ... 2 МВт на 1 ротор.

#### **Література**

1. [Електронний ресурс] Енергетичні системи. Режим доступу <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/decarbonization-products-solutions.html>

2. IMO MEPC.245(66) – 2014 Guidelines on the Method of Calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for New Ships,

3. Морской энциклопедический справочник в 2-х томах /Под ред. Н.Н.Исанина. - Л.: Судостроение. 1986. Т 1. - с. 301, Т 2. – с. 426.

4. Paul Watson. Top 7 Green Ship Concepts Using Wind Energy /Sea Shepherd Ocean ACTION Reports Mode of access : <https://www.marineinsight.com/green-shipping/top-7-green-ship-concepts-using-wind-energy/>

5. Настасенко В.А. Судовая альтернативная энергетика и реалии ее применения в современных условиях. East European Scientific Journal Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe (Warszawa Polska). – 2016. – № 3 (7). – С. 36–47.

6. [Electronic resource] E/S Orcelle Mode of access : <http://www.dieselduck.info/library/11%20interesting/2005%20ES%20Orcelle.pdf>

7. [Electronic resource] – Mode of access : <http://www.ecomarinepower.com/en/energysail>

8. [Electronic resource] – Mode of access : <https://www.knudehansen.com/innovative-design/>

9. [Електронний ресурс] Современные парусники: Royal Clipper. – Режим доступу <https://www.youtube.com/watch?v=YDB8nc3tWSM>

10. [Електронний ресурс] – Режим доступу : [http://www.fresher.ru/2015/09/24/kak\\_vyglyadit\\_samaya\\_bolshaya\\_parusnaya\\_yaxta\\_v\\_mire](http://www.fresher.ru/2015/09/24/kak_vyglyadit_samaya_bolshaya_parusnaya_yaxta_v_mire).

- [Electronic resource] – Mode of access : [https://www.google.com.ua/search?q=Fletcher%20Rotor%20Ship&tbm=isch&hl=ru&hl=ru&tbs=ri mg:CUfvZpeTdsVpYYXptOG\\_1x83Z&sa=X&ved=0CBwQuIIBahcKEwiQ0vKn97DsAhUAAAA AHQAAAAAQEQ&biw=1263&bih=610](https://www.google.com.ua/search?q=Fletcher%20Rotor%20Ship&tbm=isch&hl=ru&hl=ru&tbs=ri mg:CUfvZpeTdsVpYYXptOG_1x83Z&sa=X&ved=0CBwQuIIBahcKEwiQ0vKn97DsAhUAAAA AHQAAAAAQEQ&biw=1263&bih=610)

## ЗАХОДИ З ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛІВ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Аулін Д.О., Артеменко О.В., Коваленко Д.М., Кравченко С.О.  
Український державний університет залізничного транспорту, Україна

**Вступ.** Внаслідок виконання своїх функцій з переміщення вантажів і пасажирів, залізничний транспорт України є енергоємною галуззю економіки. Здійснюючи основний обсяг перевезень, він є одним з найбільших споживачів енергоресурсів. Доля вартості енергоносіїв в собівартості перевезень Укрзалізниці постійно зростає. Таким чином, одним з чинників підвищення конкурентоспроможності УЗ на ринку транспортних послуг є зниження енергоємності перевезень.

**Актуальність досліджень.** У зв'язку з цим, дослідження і розробка технічних рішень з підвищення енергетичної ефективності дизелів рухомого складу за рахунок підвищення паливної економічності шляхом фізико-хімічного впливу на дизельне паливо, є метою покращення його властивостей і є актуальними[1].

**Постановка задачі.** Аналіз методів і способів підвищення паливної економічності тепловозів, визначив шляхи удосконалення процесів паливопідготовки, зокрема, фізичним і хімічним впливом на паливо. Таким чином задачами дослідження можна визначити: аналіз досвіду застосування заходів підвищення якості дизельного палива; формування технічних вимог до заходів підвищення якості дизельного палива; розробку єдиних методів визначення їх ефективності в умовах локомотивних депо.

### **Результати досліджень.**

Вирішення питання підвищення якості дизельного палива, при наявності ефективних і прийнятних за ціною хімічних добавок до нафтопродуктів, або обладнання для його обробки може бути досить технологічним та мати невеликий термін окупності.

Умовно заходи доцільно розділити на два напрямки:

- доведення якості дизельного палива до вимог стандарту;
- покращення експлуатаційних властивостей палива понад вимог стандарту і отримання палива особливої якості.

Суттєві зміни в якості дизельного палива виникають під час процесів транспортування, зберігання та інших технологічних операції, що виконуються перед екіпіруванням рухомого складу. Основними причинами зміни якості палива є технологічні операції, що призводять до випаровування, окислення, забруднення палива пилом і утворенням осадів. Тому, в основному, паливо при екіпіруванні рухомого складу вже має відхилення від технічних вимог висунутих ДСТУ.

Покращення будь-яких експлуатаційних властивостей моторних палив зміною їхнього хімічного складу вимагає величезних витрат. В той же час зміна тих або інших властивостей моторних палив можлива введенням в них присадок, що дає змогу досягти позитивного ефекту рівнозначному зміні технології виробництва.

В нашій країні виробництво та використання присадок тільки набирає свій промисловий потенціал, переважно попитом у споживачів користуються присадки від закордонних виробників.

За вимогою Укрзалізниці на ДП «Завод ім. В.О. Малишева» були проведені стендові випробування зразків шістьох присадок до дизельного палива різних виробників.

Жодна з представлених виробниками присадок до дизельного палива не підтвердила свою ефективність при випробуваннях, які проводилися згідно вимогам висунутих АТ Укрзалізниці, але для більш ґрунтовних висновків щодо впливу присадок на вищезазначені параметри доцільне проведення експлуатаційних випробувань[2-4].

Крім того, при застосуванні присадок в експлуатації локомотивів виникає питання технології введення присадок до дизельного палива. Окрім точного дозування присадок, необхідним є рівномірне розповсюдження присадки у паливі. Як правило виробники нехтують

цим питанням, а для якісного введення та розповсюдження присадок у дизельному паливі, потрібне створення необхідного технологічного обладнання.

Таким чином необхідним є проведення досліджень метою яких є формулювання технічних вимог до присадок для дизельного палива дизелів тепловозів, які повинні мати комплексну дію.

Другим методом зміни якості дизельного палива є фізичний вплив – використання додатково гідродинамічного, магнітного, електродинамічного, ультразвукового та інших видів впливу. В цьому напрямі фахівцями УкрДУЗТ розроблений та апробований метод поліпшення протизносних і антикорозійних властивостей дизельного палива з метою підвищення зносостійкості паливної апаратури дизельних двигунів шляхом гідродинамічного диспергування [5].

Також за участю фахівців УкрДУЗТ проводилися стендові випробування пристрою безреагентної обробки дизельного палива кавітаційним впливом. З його допомогою змінюють властивості рідких продуктів і сумішей. Дана технологія являє собою ряд заходів, в основу яких покладені принципи гідродинамічної кавітації, призводять до обриву полімерних зв'язків, тобто отримання низькомолекулярних сполук, а як наслідок, зміни (полегшення) фракційного складу обробленого дизельного палива [6].

Інтерес визиває розроблений вченими Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля спосіб підвищення енергетичної ефективності тепловоза за рахунок поліпшення його паливної економічності шляхом активації робочих середовищ (палива і мастила), що забезпечується використанням енергії електродинамічного гальмування [7].

Обидва методи (хімічний та фізичний), безумовно, мають вплив на фізико хімічні властивості дизельного палива, але, як показує практика, не приводять до суттєвої економії дизельного палива, незважаючи на це обробка палива фізичними методами є доцільною.

Таким чином, можливо, необхідно звернути увагу на комплексні заходи зміни якості дизельного палива. Тобто комплекси пристроїв, які оказують на дизельне паливо додатковий фізичний вплив та дозовано вводять до нього присадки.

Прикладом такого пристрою є каталізатор палива КТ-14Д, який одночасно є додатковим фільтром тонкого очищення дизельного палива і модифікує дизельне паливо за допомогою гранульованих таблеток-присадок каталізатора.

Пристрій встановлюється в систему паливоподачі дизеля тепловоза, і шляхом активного впливу на паливо, запобігає утворенню шкідливих речовин, підвищує технічні показники роботи двигуна внутрішнього згорання.

У першій камері осідають важкі фракції, що потрапили в паливо, а також відбувається селективна очистка дизельного палива від сірчистих сполук і смол.



Рисунок 1 – Каталізатор та його елементи

У другій камері паливо каталітично оброблюється шляхом контакту його вуглеводневих молекул з пористою активною поверхнею гранульованого каталізатора, до складу якого входять з'єднання металів і каталітично активних органічних сполук. Після цього паливо оброблюється на молекулярному рівні таблетками–присадками, солями металів, які вивільняються під впливом високих температур і тиску при згорянні в камері циліндра у вигляді молекул.

У третій камері за рахунок застосування титанових стаканів активаторів модифіковане паливо піддається додатковій активації і стабілізується. Ефект каталітичної обробки палива зберігається протягом 30-40 секунд. Комплексна обробка палива збільшує повноту згорання, за рахунок чого зменшується витрата палива і вихід в атмосферу шкідливих речовин з відпрацьованими газами.

Пристрій для комплексної обробки дизельного палива пройшов ряд попередніх стаціонарних та експлуатаційних випробувань в умовах локомотивного депо, та показав свій вплив на витрату палива та екологічні показники роботи тепловозу. Для визначення ефективності необхідним є проведення експлуатаційних випробувань на різних серіях дизельного рухомого складу.

Для оцінки ефективності експлуатаційних випробувань ресурсозберігаючих заходів для тепловозів в умовах локомотивних депо пропонується оптимізаційна модель з наступною цільовою функцією, що враховує динамічні характеристики основних складових ефективності у формі:

$$E = \frac{\int_{l_1}^l [c_1 \varphi_{\Pi}(l) + c_2 \varphi_M(l) + c_3 \varphi_H(l) + Y_t(l)] dl}{\int_{l_1}^l [c_1 \varphi_{\Pi}'(l) + c_2 \varphi_M'(l) + c_3 \varphi_H'(l) + Y_t'(l)] dl} \Rightarrow \max \quad (3)$$
$$l_1 \leq l \leq l_p,$$

де  $l_1$  - початковий пробіг впровадження технічного рішення;

$l_p$  - пробіг до ремонту, де оцінюється ефективність впровадження дослідного технічного рішення;

$c_1$   $c_2$  - вартість одного кг палива та моторної оливи відповідно;

$c_3$  - питома витрата на ремонт віднесена до одного км пробігу;

$\varphi_{\Pi}(l)$  - залежність витрати палива від пробігу;

$\varphi_M(l)$  - залежність витрати моторної оливи від пробігу;

$\varphi_H(l)$  - залежність витрат на виконання ремонтів від пробігу.

$Y_t(l)$  - залежність економічної оцінки шкоди, що наноситься газовими викидами

шкідливих речовин в атмосферне повітря тепловозом від пробігу.

Дана оптимізаційна модель може бути основою автоматизованої технології проведення експлуатаційних випробувань в умовах локомотивних депо.

**Висновки.** Застосування заходів покращення якості дизельного пального може оптимізувати зміну технічного стану дизелів, зменшити витрату дизельного пального, покращити екологічні показники двигунів тепловозів. Необхідно звернути увагу саме на комплексні заходи зміни якості дизельного палива. Тобто комплекси пристроїв, які оказують на дизельне паливо додатковий фізичний вплив та вводять до нього присадки.

Проведені попередні випробування заходів при яких спостерігалася позитивна динаміка зміни техніко-економічних та екологічних параметрів (зменшення витрати палива в експлуатації, зменшення питомої витрати при реостатних випробуваннях) локомотива та покращення технічного стану тепловозного двигуна. Доцільними є розширені експлуатаційні

випробування запропонованих заходів, з оцінкою ефективності ресурсозберігаючих заходів за запропонованим інтегральним критерієм оцінки ефективності тепловозів при експлуатаційних випробуваннях в умовах депо.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Measures for Resource Saving for Diesel Locomotives / D.Aulin, A. Zinkivskyi, A. Anatskyi, D. Kovalenko. // International Journal of Engineering & Technology. – 2018. – №7. – С. 152–156.
2. Технічні та технологічні засоби енергозбереження тепловозів в експлуатації / Е. Д. Тартаковський, М. Г. Уманець, Д. О. Аулін. // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля.. – 2010. – №5. – С. 215–219.
3. Визначення ефективності технології очистки паливних систем та ЦПГ тепловозних дизелів без розбирання / А. О. Каграманян, Е. Д. Тартаковський, Д. О. Аулін. // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – 2011. – №4. – С. 7–10.
4. Визначення ефективності хімотологічних заходів підвищення ефективності тепловозів в експлуатації / Е. Д. Тартаковський, Д. О. Аулін, Д. С. Андросов. // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ": Нові рішення в сучасних технологіях. – 2011. – №34. – С. 67–71.
5. Підвищення протизношувальних властивостей дизельного палива гідродинамічним диспергуванням / Є. С. Венцель, С. Г. Жалкін, А. М. Кравець, С. А. Садієв. // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – 2002. – №50. – С. 88–94.
6. Improving the diesel fuel quality for tractional rolling stock diesel engines / I. I. Kostyria, P. I. Liubenko, O. V. Artemenko, D. O. Aulin. // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. – 2020. – №194. – С. 68–74
7. Ozonization influence on energy and ecological characteristics of locomotive diesel engine / [A. Golubenko, E. Nozhenko, V. Mogilatain.]. // Int. Sci. J. "Transport Problems". – Gliwice. – 2008. №3 – С. 39 – 46.

## ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ СУДЕН ВНУТРІШНЬОГО ПЛАВАННЯ ТА КОНЦЕПЦІЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПЕРЕХОДУ *EUROPEAN GREEN DEAL*

Суворов П.С., Тарасенко Т.В.

Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», Україна

**Вступ.** Основними завданнями сучасного судноплавства на внутрішніх водних шляхах (ВВШ) Європи залишаються розробка та впровадження у визначені терміни конкретних узгоджених заходів з:

- забезпеченню енергоефективності судноплавства;
- зменшенню маси парникових газів у випускних газах двигунів під час руху суден;
- забезпеченню виконання нормативних вимог зі зменшення рівня інших шкідливих викидів у випускних газах двигунів.

При цьому в межах розуміння терміну «енергоефективне судноплавство» йдеться також й про використання показника енергоефективності аналогічно прийнятому Міжнародною морською організацією (ІМО) індексу *EEOI*, тобто питомої маси шкідливих викидів, приведених до  $\text{CO}_2$ , на одиницю транспортної роботи. Зменшення викидів здійснюється за рахунок зменшення кількості забруднень, а саме  $\text{CO}$ ,  $\text{HC}$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{PM}$  у випускних газах суднових дизелів як результат процесу згоряння дизельного палива.

**Актуальність дослідження.** Концепція енергетичного переходу *European Green Deal*, наголошена Європейським Союзом, базується на спільному комплексному розгляді вказаних заходів як єдиного завдання переходу до енергоефективного екологічно безпечного по рівню  $\text{CO}_2$  судноплавству – еконавігації.

**Постановка задачі.** Вперше індекс енергоефективності *EEI* ( $\text{гCO}_2/\text{т}\cdot\text{км}$ ) аналогічно індексу *IMO* у вигляді питомої маси шкідливих викидів, приведених до  $\text{CO}_2$ , на одиницю транспортної роботи стосовно до суден внутрішнього плавання було використано у проекті «*The Innovative Danube Vessel*» у 2012 році [4].

Слід зазначити, що основні фактори впливу на енергоефективність морського транспортного судна застосовні також й для поодиноких самохідних суден внутрішнього плавання, але у різному ступеню вагомості. Щодо барже-буксирних составів, до складу яких входять самохідні судна або буксири-штовхачи та несамохідні одиниці різного завантаження, специфіка їхньої роботи в умовах ріки та застосовні технології транспортування вантажів значно відрізняються від морського судноплавства, тому відома формула індексу енергоефективності має бути модернізованою.

Перш за все вважається доцільним взяти за основу існуючий розподіл ВВШ на частки з умовно постійними навігаційними умовами [1, 3]. Для кожної такої  $i$ -ї частини має бути встановлене референсне значення ефективної потужності  $N_{e_i}^*$  головного двигуна з урахуванням обмежень по теплонапруженості та вимог до рівню викидів  $\text{NO}_x$ . Відповідно до цієї потужності має бути визначено питому витрату палива  $SFC_i^*$  та швидкість  $v_i^*$ , з якою у даних навігаційних умовах можливий рух каравану даної завантаженості та габаритів.

Є певні ускладнення з визначенням  $SFC_i^*$  у зв'язку з постійними змінами часткових режимів роботи головного двигуна.

**Результати досліджень.** Як основні, прийнято розглядати два сценарії енергетичного переходу:

- консервативний, якій передбачає, наприклад, зменшення викидів парникових газів та механічних частинок  $\text{PM}$  на 35% від базового рівню 2015 року;
- інноваційний – кардинальне зменшення викидів парникових газів та механічних частинок  $\text{PM}$  на 90% від базового рівню 2015 року.

Обидва сценарії можуть бути реалізовані за рахунок реалізації наступних напрямів дій:

1 напрям – вибір ефективних технологій забезпечення власне енергоефективного судноплавства за рахунок поступового переходу з дизельного на альтернативні види палива (зріджений природний газ *LNG*, біо-паливо, вуглецеві установки, електрорушійні установки тощо);

2 напрям – скоординована модернізація флоту;

3 напрям – визначення єдиної системи контролю за рівнями викидів у внутрішньому судноплавстві.

Покращення показників енергоефективності при роботі на дизельному пальному пропонується низка технічних рішень не тільки для нового флоту, але й для існуючого, який вже знаходиться в експлуатації. Такі рішення пропонуються впроваджувати на декількох рівнях. На рівні менеджменту мають бути визначені інтервали руху та орієнтовна швидкість руху судна задля забезпечення прибуття судна точно у завданий строк, а також мають бути забезпечені: належний стан гидромеханічного комплексу, регулярне доковання судна та технічне обслуговування головних двигунів. На рівні експлуатації особливої уваги потребують: вибір економічних режимів руху; оптимізація форми барже-буксирного складу при його переформуванні; врахування поточних навігаційних умов (проходження критичних частин, врахування поточних глибин суднового ходу, вітро-хвильових навантажень).

Нове будівництво вимагатиме нових підходів до конструкції – змін традиційної комплектації судової енергетичної установки з застосуванням гібридних дизель-електричних установок, систем утилізації тепла від роботи двигунів, оптимізації обводів корпусів суден, застосування спеціальних спрямовуючих потоку обтікання у кормовій частині судна, розміщення гвинтів у насадках тощо.

До комплексу заходів переходу до еконавігації слід також відносити низку проектів підтримки основних складових елементів власне організації судноплавства. Наприклад, стосовно

а) інфраструктури:

- належне утримання суднового ходу шляхом здійснення гідротехнічних проектів з метою створення сталих збалансованих умов судноплавства на основних частинах ВВШ;
- забезпечення безпеки судноплавства та умов для безперешкодних перевезень шляхом усунення зайвих адміністративних бар'єрів та перевірок;
- використання Річкових інформаційних систем (PIC, RIS – River Information Services);

б) логістики – зменшення частки баластних переходів та тривалості очікування вантажних операцій в портах;

в) менеджменту:

- вдосконалення професійної підготовки судоводіїв;
- впровадження та активне використання сучасних інструментів прогнозування та рейсового планування, відстеження та моніторингу руху суден, впровадження моніторингу енергоефективності та екологічної безпеки;
- з огляду на багатофакторність питань оцінки енергоефективності у внутрішньому судноплавстві актуальною є розробка узагальненого алгоритму управління.

При модифікації показників енергоефективності для ВВШ також актуальним стає врахування розвитку сценаріїв та застосовних технологій. Так, у консервативному сценарії у перехідному періоді від дизельного до альтернативних видів палива залишиться актуальною оцінка енергоефективності за принципом розподілу на частини маршруту з обчисленням індексу енергоефективності для кожної  $i$ -ї частини та сумарного для усього маршруту рейсу як середньої характеристики, прогнозування індексу енергоефективності на базі референсних характеристик

$$EEI_i^* = \frac{N_{e_i}^* \cdot SFC_i^* \cdot CF}{Capacity_i^* \cdot v_i^*}$$

де  $N_{e_i}^*$ ,  $SFC_i^*$ ,  $v_i^*$ ,  $Capacity_i^*$  – референсні значення ефективної потужності, питомої витрати палива, швидкості руху та кількості вантажу для  $i$ -ї частини маршруту руху судна в рейсі

з урахуванням застосованих технологій (проводки, паузки);  $CF$  – конверсійний фактор приведення викидів до  $CO_2$  при русі суден на дизельному паливі.

У той же час при поступовій відмові від палив на нафтовій основі для ВВП більш інформативним стане спільний розгляд емісії  $CO_2$  як екологічного ефекту, а транспортної роботи як економічного ефекту

$$\frac{\text{Емісія } CO_2}{\text{Транспортна робота}} = \frac{\text{Екологічний ефект}}{\text{Економічний ефект}}$$

**Висновки.** Оголошена Європейським Союзом концепція «енергетичного переходу» *European Green Deal* визначає як основний спосіб поступову відмову від палива на нафтовій основі і тим самим ухилення від його прийнятого принципу енергоефективності. Відповідно, нове визначення форми індексу енергоефективності бачиться як його розмежування та перетворення.

Оцінку енергоефективності роботи суден у внутрішньому судноплаванні слід розглядати спільно з індексом собівартості перевезення тони вантажу у вигляді індексу *SCE* (*Specific Cost Efficiency*, €/т), [2], як величину, пов'язану з основними змінними експлуатаційними витратами на будь-яке паливо у зв'язку з тим, що витрати судовласників суден внутрішнього плавання на паливо складають 45...55% від суми змінних витрат (за результатами спостережень Дунайської Комісії з 2004 року, [5]).

Відповідно, дослідження динаміки руху суден та барже-буксирних складів на ВВП та пошук оптимальних режимів руху по критерію мінімізації витрати палива будь-якого класу залишається актуальним.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Суворов П. С., Тарасенко Т. В., Залож В. І. Оценка энергоэффективности для условий навигационных неопределенностей во внутреннем судоходстве. *Автоматизація судових технічних засобів*. 2019. № 25. С. 90–100..
2. Суворов П. С., Тарасенко Т. В., Залож В. И., Максимов С.Б. О соотношении энергоэффективности и экологичности для судов внутреннего плавания. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2019. № 3 (251). С. 168–175.
3. T. TARASENKO, V. ZALOZH, R. VARBANETS and D. MINCHEV. Considerations regarding reducing Danube navigation emissions. *Scientific Bulletin of Naval Academy*, Vol. XXIV 2021, pg.174-183. DOI: <https://doi.org/10.21279/1454-864X-21-I1-021>. (дата звернення: 07.09.2022)
4. GRENDEL - GRENDEL: The Final Event Of A Fruitful Transnational Cooperation. URL: <http://www.interreg-danube.eu/news-and-events/project-news/5625> (дата звернення 07.09.2022).
5. Спостереження за ринком дунайських перевезень. Дунайська Комісія. URL: <https://www.danubecommission.org/dc/en/danube-navigation/market-observation-for-danube-navigation/> (дата звернення 07.09.2022).
6. “Act now!” on low water and effects on Rhine navigation. *Reflection paper. Edition 2.0. Central Commission for the Navigation of the Rhine (CCNR)*. 2021. URL: [https://www.ccr-zkr.org/files/documents/workshops/wrshp261119/ien20\\_06en.pdf](https://www.ccr-zkr.org/files/documents/workshops/wrshp261119/ien20_06en.pdf) (дата звернення 07.09.2022).

## **ЗАХОДИ ПО ВПРОВАДЖЕННЮ ІНДЕКСУ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ДЛЯ ІСНУЮЧИХ СУДЕН (ЕЕХІ) ТА ІНДИКАТОРУ ІНТЕНСИВНОСТІ ВИКИДІВ ВУГЛЕЦЮ (СІІ) ЗГІДНО ВИМОГ МАРПОЛ ДОДАТКУ VI**

Дзигар А.К. Сатулов А.І.

Херсонська державна морська академія, Україна

У листопаді 2020 року Комітет Міжнародної морської організації (ІМО) з охорони морського середовища (МЕРС) провів 75-е засідання та запровадив індекс енергоефективності для існуючих суден (ЕЕХІ), який буде застосовуватися до суден понад 400 GT, що підпадають під Додаток VI МАРПОЛ (MARPOL Annex VI), шляхом одноразової сертифікації та індикатору інтенсивності викиду вуглецю (СІІ), з висвітленням, наскільки ефективно судно перевозить вантажі або пасажирів і визначається в грамах викидів CO<sub>2</sub> на вантажопідйомність і морську милю таким чином ознаменувавши нову еру до скорочення викидів парникових газів (ПГ) у судноплаванні.

У червні 2021 року ІМО МЕРС провів своє 76-те засідання. Під час цього засідання комітет прийняв резолюцію МЕРС.328(76), яка містить поправки до Додатку VI МАРПОЛ щодо обов'язкових цільових технічних та операційних заходів для зменшення вуглецевої інтенсивності міжнародних перевезень.

У червні 2022 року МЕРС на 78-му засіданні затвердив остаточні зразки для Плане Управління Енергоефективністю Судна (SEEMP Part I, Part II & Part III) та методологію розрахунків. Очікується, що поправки до Додатку VI МАРПОЛ щодо включення цих обов'язкових правил набудуть чинності 1 листопада 2022 року, а вимоги щодо сертифікації ЕЕХІ та СІІ набудуть чинності з 1 січня 2023 року.

ЕЕХІ вимірює викиди CO<sub>2</sub> для кожного вантажного рейсу, враховуючи виключно конструктивні параметри судна. ЕЕХІ не вимагає жодних вимірювань або звітів про справжні викиди CO<sub>2</sub> під час експлуатації судна. ЕЕХІ схожий на Індекс Енергоефективності Дизайну судна (EEDI, Energy Efficiency Design Index), який діє з 2013 року.

Обидва індекси вимірюють однаково на практиці, однак EEDI застосовується до нових суден, тоді як ЕЕХІ застосовується до існуючих суден (понад 400 GT, які підпадають під Додаток VI МАРПОЛ). Регламент ЕЕХІ є одним із найважливіших заходів ІМО для просування більш екологічно чистих технологій і зменшення вуглецевих викидів у судноплаванні.

З 2023 року практично всі існуючі судна повинні опускатися нижче певного ліміту викидів CO<sub>2</sub> на вантажопідйомність.

Щоб відповідати вимогам ЕЕХІ, судновласники чи менеджери суден повинні виконати такі вимоги:

Зібрати всю необхідну судову документацію:

1. Технічні файли для головного двигуна (ГД) та допоміжних двигунів (ДД) по викидам окислів азоту (NO<sub>x</sub> Technical Files of A/E and M/E)
2. Полегшений сертифікат або звіт про випробування нахилу (Lightweight Certificate or Inclining Test Report)
3. Буклет із кренування та стабільності (Trim & Stability Booklet)
4. Модель звіту про випробування (Model Test Report)
5. Перевірка швидкості зі звіту про морські випробування (Speed test from Sea Trial Report)

6. Технічний файл EEDI (за наявності) (EEDI Technical File)

Проаналізувати потенційні заходи, враховуючи наступне:

1. Оптимізація елементів пропульсивного комплексу
2. Оптимізація двигуна
3. Енергоефективні технології
4. Обмеження потужності двигуна (EPL)

5. Час для монтажу
6. Вартість і час окупності покращення
7. Вік судна
8. Втрата швидкості

Встановити потенційні заходи.

Для цього оператори повинні зв'язатися з виробником двигуна, який розрахує нову питому витрату палива (SFOC) і надасть звіт по обмеженню потужності двигуна (EPL). Після цього буде створено план управління обмеженню потужності двигуна EPL і визначено дату встановлення.

Створити остаточний технічний файл по індексу енергоефективності для існуючого судна (EEXI), який міститиме:

1. Розрахунок EEXI відповідно до інструкції з розрахунку
2. Технічний файл EEXI відповідно до інструкції з розрахунку EEXI
3. Вся документація з заходів з покращення

Надіслати запит на інспекцію в класифікаційному товаристві для того щоб переглянути відповідне значення EEXI і технічний файл EEXI, затвердити їх і провести огляд на борту для видачі нового міжнародного сертифікату енергоефективності.

EEXI — це одноразова сертифікація, еквівалентна EEDI (індекс енергоефективності дизайну). EEXI вимірює викиди CO<sub>2</sub> на транспортну роботу, враховуючи виключно параметри конструкції судна. EEXI не вимагає жодних вимірювань або звітів про справжні викиди CO<sub>2</sub> під час експлуатації судна. EEXI застосовується до існуючих суден. Регламент EEXI є одним із найважливіших заходів ІМО для просування більш екологічно чистих технологій і зменшення вуглецевого викидів в судноплаванні.

Індикатор інтенсивності викиду вуглецю (CII) є мірою того, наскільки ефективно судно перевозить вантажі або пасажирів і надається в грамах викидів CO<sub>2</sub> на вантажопідйомність і морську миллю.

Судну присвоюється щорічний рейтинг від А до Е, відповідно до якого порогові значення рейтингу ставатимуть дедалі суворішими до 2030 року.

CII застосовується до всіх вантажних, поромів і круїзних суден понад 5000 GT. Річний CII розраховується на основі звітних даних. Для суден, які досягають рейтингу D протягом трьох років поспіль або рейтингу E протягом одного року, необхідно розробити план коригувальних дій. CII є робочим індикатором і оцінюватиметься щорічно з 2023 року з щорічними суворішими обмеженнями викидів.

Починаючи з 1 січня 2023 року, для суден, які задовольняють вимогам EEXI, необхідно мати технічний файл EEXI. Технічний файл EEXI містить розрахунок EEXI із супровідною документацією.

Найпростіший спосіб знизити індекс енергоефективності – це зменшити потужність двигуна, оскільки споживання палива та викиди відповідно зростають зі збільшенням швидкості. Потужність двигуна, тобто викиди CO<sub>2</sub>, приблизно пропорційні кубу швидкості. Це означає, що зниження швидкості на 20% може знизити викиди CO<sub>2</sub> на 50%. Системи обмеження потужності двигуна можна обійти, але тільки якщо це необхідно для безпечної експлуатації судна, наприклад, в суворих погодних умовах. Також є інші рішення для зменшення викидів CO<sub>2</sub> такі як системи рекуперації відпрацьованого тепла, технологія повітряного змащування, вітрова тяга або використання палива з низьким або нульовим вмістом вуглецю, але цих рішень може бути недостатньо для відповідності EEXI; тому для більшості суден знадобиться деяке обмеження потужності двигунів. А ще варіанти модернізації енергозберігаючого обладнання можуть бути фінансово не вигідними для більшості власників і операторів, особливо для старих суден. Вимоги до енергоефективності нових кораблів з часом стають жорсткішими. Однак судна будуються, щоб працювати десятиліттями вперед і для досягнення амбітних цілей щодо скорочення викидів, встановлених для судноплавання, вимагає підвищення енергоефективності існуючого флоту. З 2023 року практично всі існуючі судна повинні опускатися нижче певного ліміту викидів

CO<sub>2</sub> на вантажопідйомність і більшість старих суден не відповідатимуть новим вимогам EEXI. За оцінками експертів судноплавства менше 25% балкерів і танкерів відповідають вимогам.



Рисунок 1 – Приклад проекту судна, яке задовольняє вимогам EEXI

#### **Висновки:**

1. Впровадження та дотримання відповідності вимог індексу енергоефективності для існуючих суден (EEXI) та індикатора інтенсивності викидів вуглецю (СІ) стимулюватимуть судновласників шукати та боротися з неефективністю використання суден, розглянути та оцінити можливість модернізувати двигуни чи пропульсивний комплекс судна. Залежно від віку судна та перспектив, деякі власники можуть навіть здавати судна на металобрухт раніше, ніж планували.

2. Виграє клімат від впровадження EEXI та СІ, бо регулювання енергоефективності нових суден виключно за допомогою EEDI відбувається повільно, щоб вплинути на загальні викиди, оскільки темпи глобального оновлення флоту є повільними. Наявність існуючих і нових суден за подібними правилами вирівнює можливості використання суден.

3. Оптимізація транспортування грузів — це просте у використанні рішення для підвищення ефективності роботи судна шляхом оптимізації маршруту та швидкості для морського рейсу. А також використання інструментів для моніторингу технічних характеристик судна, щоб відстежувати стан забруднення корпусу та уникати додаткового споживання палива та викидів.

#### **ЛІТЕРАТУРА**

1. <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Index-of-MEPC-Resolutions-and-Guidelines-related-to-MARPOL-Annex-VI.aspx>
2. <https://mecklenburger-metallguss.com/en/services-support/engineering-service/eexi-energy-efficiency-existing-ship-index>
3. <https://maritime.lr.org/classnews2021-09>
4. <https://shipip.com/nl-274-22-the-marpol-annex-vi-framework-to-enhance-energy-efficiency-of-ships/>



Механізми зміни вильоту стріли за умовами роботи близькі до механізмів повороту. Обмеження розгойдування вантажу також необхідно, як і для механізму повороту. Тому вимоги до швидкісних характеристик механізмів зміни вильоту стріли і повороту аналогічні.

Ці дві підсистеми разом з іншими входять в загальну гідравлічну систему суднового крана і мають деякі загальні елементи, такі як насос і гідробак, однак для спрощення опису, створення і налагодження Simulink-моделей розглянемо їх як дві окремі гідросхеми. В подальшому ці дві Simulink-моделі можуть бути об'єднані [5].

Simulink-модель гідроприводу підйому-опускання стріли суднового крана (рис. 2) була створена у вигляді підсистеми, що має входи і виходи для взаємодії з підсистемами більш високого рівня в загальній Simulink моделі суднового крана, аналогічно докладно описаній в [6].

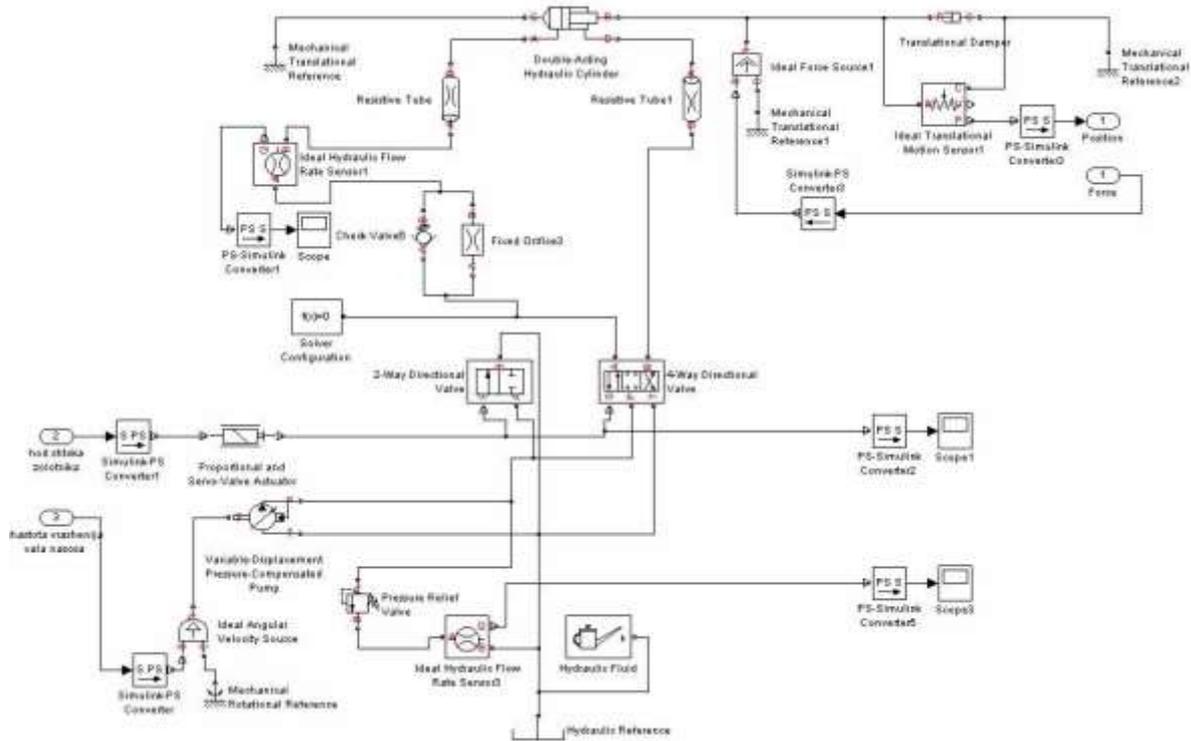


Рисунок 2– Simulink-модель гідроприводу підйому-опускання стріли суднового крана

В якості вхідних інформаційних параметрів підсистеми гідроприводу виступають: зусилля на штоку гідроциліндра з боку стріли «Force» (вхідний порт 1); ідеальний закон переміщення штока золотника гідророзподільника «hod shtoka zolotnika» (вхідний порт 2); частота обертання валу приводу гідронасоса, що визначається величиною оборотів двигуна суднового крана «chastota vrasheniya vala nasosa» (вхідний порт 3). Вихідним параметром є переміщення штока гідроциліндра «Position» (вихідний порт 1).

Структура наведеної на рис. 2 моделі підсистеми гідроприводу обумовлена такими міркуваннями: для моделювання трипозиційного гідророзподільника зі зливом рідини в бак в нейтральному положенні, готовий блок якого відсутній в бібліотеці «SimHydraulics», були використані два наявних стандартних блоку гідророзподільників «2-Way Directional Valve» і «4-Way Directional Valve». Поєднавши два зазначених блоку паралельно, отримано модель трипозиційного гідророзподільника зі зливом рідини в бак в нейтральному положенні. При цьому необхідно, щоб гідравлічні характеристики золотників двох гідророзподільників були узгоджені між собою. Тобто, коли в нейтральному положенні гідравлічні канали блоку 4-Way Directional Valve замкнені (золотник закритий, розмір щілини нульовий), в цей же час канали блоку 2-Way Directional Valve повинні бути з'єднані (золотник відкритий, рідина йде на злив).

Розглянемо взаємодію підсистеми гідроприводу циліндра з підсистемою більш високого ієрархічного рівня - підсистемою стріли суднового крана.

Параметр на виході підсистеми гідроприводу – переміщення штока гідроциліндра «Position» – повинен бути перетворений в кут підйому стріли  $q_8$  (точніше, в його «рівноважний» значення, навколо якого відбуваються коливання фактичного значення кута підйому стріли з урахуванням пружності її конструкції). Це перетворення виконується за формулою:

$$q_8 = \varphi - \varphi_0 = \arccos\left(\frac{a^2 + b^2 - c^2}{2 \cdot a \cdot b}\right) - \varphi_0, \quad (1)$$

де  $\varphi_0 = \text{const}$ ;  $a = \text{const}$ ;  $b = \text{const}$ ;  $c = \text{Position} + 2,5 \text{ м}$  – довжина гідроциліндра.

Назад в підсистему гідроприводу повинні передаватися значення: частоти обертання валу насоса «chastota vrasheniya vala nasosa» (в даній моделі приймає постійне значення), ідеального закону переміщення штока золотника, відкриває і закриває подачу гідрорідини «hod shtoka zolotnika» і зусилля на штоку гідроциліндра Force [7].

Висновки. Розроблена комп'ютерна модель гідроелектроприводу судного крана типу Mac Gregor дозволяє проводити дослідження процесів, що виникають при експлуатації систем керування судовими палубними кранами, проводити аналіз ступеня впливу параметрів налаштувань на точнісні та динамічні властивості системи керування гідроелектроприводом. Все це дозволить значно скоротити час на проведення технічного обслуговування, налагоджувальних робіт та діагностики.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Топалов В.П. Забезпечення безпечної експлуатації контейнеровозів / В.П. Топалов, В.Г. Торский – 2-е видання, Одеса, 2002. – 224с.
2. Лепешкин А.В. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник, ч.2. Гидравлические машины и гидропневмопривод. / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, А.А. Шейпак. Под ред. А. А. Шейпака. – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.
3. Головин Ю. К. Судовые электрические приводы. Учебник / Ю.К. Головин – М. : Транспорт, 1991. – 328 с.
4. Deck Crane MacGregor GLH45016/MLC/20030-3. Instruction Manual. 2012 – 690 pp.
5. Руппель А.А. Моделирование гидравлических систем в MATLAB: учебное пособие. / А.А. Руппель, А.А. Сагандыков, М.С. Корытов – Омск: СибАДИ, 2009. – 172с.
6. Щербаков В.С. Моделирование и визуализация движений механических систем в MATLAB: учебное пособие / В.С. Щербаков, М. С. Корытов, А.А. Руппель, В.А. Глушец, С.А. Милушенко – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 83 с.
7. Лазарев Ю.Ф. Моделирование процессов и систем в MATLAB. Учебный курс / Ю. Ф. Лазарев – СПб.: Питер; Киев: Издательская группа ВНУ, 2005. – 512 с.

### **Секція 3**

## **РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ ТРАНСПОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ**

## **DYNAMIC LOADS DURING OPERATION OF TOWER CRANES**

Gorbatyuk Ie.V., Bulavka O.O.

Kyiv National University of Construction and Architecture, Ukraine

**Introduction.** Loading and unloading works are an integral part of the technological process of construction. Cranes of different types are mainly used to perform these works [1].

Cranes as lifting machines are widely used in construction for the movement of goods and installation of structures.

The scientific and technological progress taking place in all countries of the world strongly requires an increase in productivity, load lifting and an increase in the working speeds of lifting machines, which leads to a reduction in transients, that is, to a decrease in the time of acceleration and braking of machines.

All this leads to an increase in the intensity of the load-lifting machine, causes additional forces on all elements of the machine, received in the technique the name – external dynamic loads [2].

On the other hand, any machine has structural features of its kinematics, deviations in the size of individual parts within the established tolerance, clearance in gear gears and couplings, deformability of the system – all this causes vibrational processes in the machine transmission and refers to phenomena – internal dynamics of the machine

**Relevance of research.** For safe operation of cranes, it is important to take into account the value of all types of dynamic loads operating when calculating their structures and selecting component elements [3, 4].

Therefore, at present, the actual problem is the development of a technique for determining dynamic loads in the mechanism of lifting the cargo of cranes in case of lack of movement in order to simplify complex calculations.

**Formulation of the problem.** Therefore, to ensure trouble-free operation and improve the reliability of cranes when calculating the structures and components of their working equipment, it is important to take into account dynamic loads that are several times higher than static ones.

### **Result.**

Elements of dynamic loads of the crane load lifting mechanism are its elastic components – ropes and shafts, which are deformed under the influence of loads. The value of this deformation of the elements is taken into account by the coefficients of elasticity or compliance with linear and steep or their inverse value – stiffness coefficients. These coefficients depend respectively on linear or angular strains.

Due to the fact that the lifting mechanism consists of a large number of elastic elements, the assembly and solution of equations for determining these coefficients is difficult. In order to simplify the equations and these calculations, the given calculation scheme according to which the remaining elements of the mechanism are brought to its first element (engine) is recommended. This allows you to greatly simplify the equation for solving and determine the values of the elasticity factors or stiffness of the elements of the dynamic loads of the crane lifting mechanism.

Therefore, it is necessary to develop a methodology for determining dynamic loads in the mechanism of lifting the crane load in case of non-stop movement with the use of the given design schemes in order to simplify complex calculations.

Any mechanism or any machine has elements or assemblies of massive or rigid bodies, which in the course of the transition process move as a whole. Such elements can be considered absolutely rigid bodies, and their entire mass can be concentrated at a point coinciding with the center of weight of this element or node.

Thus, the mechanism or machine consists of "point masses" which include: transported cargo, rotating parts of the engine, brake pulley, drum, gear wheels, etc. [5].

These "point masses" are connected by elastic elements – shafts, ropes and other elements that determine, mainly, the deformation of the mechanism. These elastic elements have a relatively small

mass, compared to "point masses," so they can, in the first approximation, be considered massless or absolutely elastic elements.

The elastic elements of the machine under its load are appropriately deformed. The amount of this deformation of the element is taken into account by the coefficient of elasticity or compliance.

The coefficient of elasticity or compliance is defined as the ratio of the value of linear deformation or the angle of twist of this element to the value of the force or torque acting on it.

In practice, more often use the value of the inverse coefficient of elasticity, which is called the stiffness coefficient.

Thus, the design scheme can be represented by a number of "point masses" connected by weightless absolutely elastic bonds.

To illustrate the dynamic action of individual masses, depending on the task, they are led to some one elastic link located on one elastic link. Due to the fact that each mechanism has both rotating and progressively moving masses, two design drive schemes are possible.

If the drive is made to some shaft of the mechanism, then the given scheme of rotational motion is applied.

For such a scheme, external loads (torques), inertial forces (moments of inertia or flywheels), elasticity of kinematic elements (coefficients of torsion stiffness), backlash or clearances are specified.

If brought to the translational moving elastic element - rope, chain, rod, then the given scheme of translational stroke is applied.

For such a scheme, external loads (starting or moving forces of the engine, brake forces, supports of motion), inertial properties (masses), elastic kinematic elements (rigidity factors), backlash (linear gaps) are specified.

**Conclusions.** It follows from the analysis of data of calculation schemes that if we take into account all the elements of the machine in the design scheme, then the scheme is very difficult, and the definition of dynamic loads is an intractable task. Therefore, in order to study dynamic processes in a mechanism or machine, it is advisable to use the so-called given calculation schemes that reflect the actual operation of the mechanism or machine and allow non-difficult decisions to obtain and analyze dynamic loads.

## REFERENCES

1. Pelevin L., Gorbatyuk Ie., Zaichenko S., Shalenko V. (2017). Developing a mathematical substantiation for the physical modelling of the soil-ripping equipment work process // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Vol. 6, no. 2 (90): Information technology. Industry control systems, 52–60.
2. Volyanyuk V.O., Gorbatyuk Ie.V. (2021). Rozrahunok mehanizmiv vantazhopidijmal'nyh mashyn [Calculation of mechanisms of lifting machines] Kyiv: KNUCA [in Ukrainian].
3. Volyanyuk V. Determination of inertial loads of the rotary boom of a self-propelled crane / V. Volyanyuk, D. Mishchuk, E. Gorbatyuk. Kyiv: Mining, construction, road and reclamation machines, 2020, 96. 13-21. URL: <https://doi.org/10.3247/gbdmm2020.96.05.25> [in Ukrainian].
4. [B. Jerman](#), [P. Podržaj](#), [J. Kramar](#). (2004). An investigation of slewing-crane dynamics during slewing motion—development and verification of a mathematical model. International Journal of Mechanical Sciences. 46 (5), 729-750. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2004.05.006>.
5. Volianiuk V. Michuk D., Gorbatyuk E. (2021). The inertial loads of a telescopic boom of a truck crane. Automobile transport, 49, 54-62. <https://doi.org/10.30977/AT.2019-8342.2021.0.49.0125> [in Ukrainian].

## ОБ'ЄМ ГАЗІВ, ЩО ПРОРИВАЮТЬСЯ ЧЕРЕЗ ЗАЗОРИ У ЦПГ ДВЗ ТА НАВАНТАЖЕННІСТЬ МОТОРНОЇ ОЛИВИ

Кубіч В.І., Мимоход Д.Ю.

Національний університет «Запорізька політехніка», Україна

**Вступ.** Робочі процеси, які мають місце при роботі ДВЗ, досить багатогранні. Одним з таких процесів є, безумовно, взаємодія газів, що прориваються через трибоз'єднання деталей ЦПГ з моторною оливою. Якщо прорив відпрацьованих газів перевищує допустиму межу, то можуть спостерігатися такі явища: втрата потужності та підвищення питомої витрати пального; підвищення температури поршня та поршневих кілець; коксування оливи в канавках поршня та на поршневих кільцях; пригорання кілець; підвищений знос циліндра та кілець; втрата оливи з картера через сальникові ущільнення внаслідок підвищеного тиску, що виник у ньому; інтенсифікація протікання процесів фізико-хімічної взаємодії між відпрацьованими газами та моторною оливою, і, як наслідок, забруднення та прискорене старіння оливи в картері; підвищене навантаження на оливовідокремлювачі системи вентиляції картера, і, як наслідок, наприклад, разрегулювання систем бензинових двигунів з карбюраторами. Очевидним є те, що чим ненадійніше ущільнення цих трибоз'єднань, тим більша «внутрішня оливна небезпека» і нижчі потужнісні та економічні показники роботи ДВЗ у цілому.

**Актуальність досліджень.** Питанням оцінки змін експлуатаційних показників моторних олив та їх впливам на технічний стан ДВЗ у цілому приділяється значна увага, про що свідчать наукові публікації багатьох дослідників. При цьому основний акцент ставиться на: встановлення та опис закономірностей змін в'язкості, лужного та кислотного чисел; індексу в'язкості; термоокислювальної стабільності в залежності від багатьох факторів, які визначаються технічним станом ДВЗ, режимами їх роботи та заходами забезпечення їх експлуатаційної надійності. Приділяється також увага питанням діагностування ДВЗ за тиском картерних газів на виході із системи вентиляції. При цьому, питанням кількісної оцінки складових системи «моторна олива – відпрацьовані гази – вентиляція картера», які впливають на «внутрішню оливну небезпеку», приділено недостатньо уваги. Особливо значимими є закономірності, які встановлюють зв'язок між зносом трибоз'єднань ЦПГ, об'ємами газів, що прориваються на різних режимах роботи ДВЗ, та критеріями оцінки експлуатаційного стану моторних олив. Наведене обумовлює наукове корегування періодичності заміни моторних олив за різними основами в залежності від втрачання ресурсу ЦПГ ДВЗ.

**Постановка задачі.** Метою роботи є аналітична оцінка об'єму газів, що прориваються через зазори ЦПГ при зносі її деталей за існуючими підходами для визначення інтенсивності навантаження моторної оливи.

**Результати досліджень.** В основу досліджень покладені розрахунки, які виконувались у відповідності із запропонованими раніше математичними залежностями. Так, в роботі [1] автором наводиться математична модель процесу прориву газів з надпоршневого простору в порожнину картера, яка не враховує зношування та несправності ЦПГ, що виникають при експлуатації двигуна та збільшення його напруження. Вона має наступний вигляд:

$$V_g = 0,1 p_i \frac{D}{S} i^3 \sqrt{V_{hi}}, \quad (1)$$

де  $V_g$  – об'єм газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за цикл, л/хв,  $p_i$  – середній індикаторний тиск, кг/см<sup>2</sup>;  $D$  – діаметр циліндра, см;  $S$  – хід поршня, см;  $V_{hi}$  – робочий об'єм циліндра, см<sup>3</sup>,  $i$  – кількість циліндрів; 0,1 – коефіцієнт, що визначається довготривалістю циклу.

Цю математичну модель можливо використати для попередньої прогнозувальної оцінки закономірності зміни об'ємів газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за апріорною інформацією про зміни середнього індикаторного тиску  $p_i$  та діаметру циліндра  $D$ . При цьому, в основу таких аналітичних досліджень пропонується покласти допущення про відсутність взаємозалежних

зав'язків між індикаторним тиском газів та лінійним діаметральним зносом. Це припущення пропонується ґрунтувати зберіганням меж пружності поршневих кілець та стійкості мастильних утворень на поверхні циліндра, які мінімально здатні утворювати газодинамічне ущільнення у трибоз'єднанні «кілець – циліндр». Більш того, існуюча теоретична залежність [2] для середнього ефективного тиску газів не враховує геометричні параметри зносу ЦПГ.

$$p_e = k \frac{Q_n}{\alpha l_o} \eta_y \eta_i \eta_m \frac{p_o}{RT_o}, \quad (2)$$

де  $k$  – постійний коефіцієнт;  $Q_n$  – нижча теплота згорання палива;  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря;  $l_o$  – кількість повітря, яке теоретично необхідно для повного згорання 1 кг палива;  $\eta_v$  – коефіцієнт наповнення;  $\eta_i$  – індикаторний ККД.;  $\eta_m$  – механічний ККД.;  $p_o$  і  $T_o$  – тиск і температура заряду на впуску у двигун;  $R$  – газова постійна заряду.

Якщо априорі задати мінімальні та максимальні значення двох параметрів  $p_i$  та  $D$ , наприклад, для двигуна ВАЗ-21011,  $V_h = 1300 \text{ см}^3$  [3], то представляється можливим отримати графічну двофакторну модель впливів цих факторів у наступному вигляді:

$$V_g = f(p_i, D). \quad (3)$$

Для цього двигуна номінальний розмір циліндра складає  $D = 79^{+0,05}$  мм, хід поршня  $S = 66$  мм. При цьому перший ремонтний розмір діаметру циліндра складає  $D_1 = 79,4^{+0,05}$  мм, другий відповідно  $D_2 = 79,8^{+0,05}$  мм. Данні по середньому індикаторному тиску газів наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Середній індикаторний тиск газів у циліндрі двигуна ВАЗ-2101

| $n, \text{хв}^{-1}$ | 1000   | 3200   | 5800   | 6000   |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|
| $p_i, \text{МПа}$   | 1,0827 | 1,2098 | 1,0664 | 1,0315 |

Таким чином становиться можливим розрахувати можливі значення об'єм газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за цикл при наступних рівнях, наприклад,  $D_{min} = 79,002$  мм,  $D_{max} = 79,3$  мм та  $p_{imin} = 0,985$  МПа,  $p_{imax} = 1,21$  МПа.

Так, розрахунки, що проведені у відповідності з (1) при  $p_{max} = 1,2098$  МПа і  $D_{min} = 79,002$  мм визначили об'єм газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за цикл  $V_g = 39810 \text{ см}^3/\text{хв}$ , а при  $p_{min} = 0,985$  МПа і  $D_{max} = 79,3$  мм,  $V_g = 32660 \text{ см}^3/\text{хв}$ . При цьому за позначеними обмеженнями зміна прориву газів може складати за умовним зносом та падінням індикаторного тиску 18%.

Розрахувати витрату газів, що прориваються через зазори у деталях ЦПГ, можливо у відповідності з виразом (4), який запропонований для визначення газу через ущільнення ротору зі статором в ГТУ [4].

$$G = \mu \pi D \delta \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z \cdot R \cdot T_1}}, \quad \text{кг/с}, \quad (4)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрат, що враховує гідравлічний опір і конструктивні особливості ущільнення,  $\mu=0,7$ ;  $D$  – середній діаметр зазору;  $\delta$  – зазор в ущільненні;  $p_1$  і  $p_2$  – тиск газу відповідно перед лабіринтом, на стороні високого тиску, і за лабіринтом;  $z$  – число гребнів лабіринтного ущільнення;  $R$  – газова постійна;  $T_1$  – температура газу перед ущільненням.

Тоді з використанням позначених вище даних для двигуна ВАЗ-21011 при  $T_1 = 400 \text{ К}$ , зазору між кільцем та циліндром при прориві газів  $\delta = 15 \text{ мкм}$  та  $p_2 = 280 \text{ Па}$  (тиск картерних газів за роботою [1]) витрата газів визначиться наступним чином:

$$V_{kg} = 0,7 \cdot 3,14 \cdot 7,91 \cdot 0,0015 \cdot \sqrt{\frac{1,02^2 - 0,00028^2}{2 \cdot 8,314 \cdot 673}} = 0,026 \cdot 0,00964 = 0,000251, \text{ кг/с}.$$

З урахуванням щільності повітря  $\rho = 1,1455 \text{ кг/м}^3$  при  $T = 35 \text{ }^\circ\text{C}$  витрата газів буде складати  $V_{kg} = 0,000219 \text{ м}^3/\text{с} = 219 \text{ см}^3/\text{с}$ .

З наведених розрахунків за виразом (4) витикає наступне:

- порядок цифр збігається з розрахунком за виразом (1), якщо значення привести до часу в 1 с;
- тиск картерних газів можливо не враховувати, так як його значення дуже мало;
- є можливим моделювати витрату газів, що прориваються з урахування виникнення зазору між кільцем та гільзою циліндра, що у розрахунку за виразом (3) мало ознаки апріорного допущення та не враховувало зазор, як окремий параметр.

Аналіз параметрів, які впливають на процеси взаємодії газів у картері двигуна з моторною оливою, вказує на наступне.

По-перше, має місце деякий об'єм моторної оливи  $V_m$ , який піддається газодинамічному навантаженню в процесі його аерування об'ємом газу  $V_g$ , що проривається через зазор при зносі ЦПГ. При цьому процеси відбуваються в об'ємі картера  $V_k$  двигуна. Тобто співвідношенням об'ємів газів обумовлюється можлива ефективність взаємодії оливи з картерними газами по наявності відпрацьованих газів, що прорвалися у картер.

По-друге, газодинамічний ефект створення тиску картерних газів  $p_c$  обумовлюється тиском  $p_c$ , який створюється на такті стискування з урахуванням зносу деталей ЦПГ.

По-третє, індикаторний тиск газів у циліндрі двигуна залежить від частоти обертання колінчастого валу  $n$ . Більш того, індикаторний тиск газів створює умови створення притискної сили кілець до поверхні гільзи циліндра.

Виходячи з наведеного, становиться доцільним позначити критерій навантаженості моторної оливи та дати йому назву як інтенсивність навантаження моторної оливи картерними газами  $I_\Gamma^M$ ,  $[\text{см}^3 \cdot \text{хв}^{-1}]$ . При цьому математичний його вигляд можливо визначити на підставі прямого впливу наведених вище співвідношень шляхом їх перемноження. Тобто вираз для інтенсивності навантаження моторної оливи картерними газами буде мати наступний вигляд:

$$I_\Gamma^M = \frac{np_\Gamma V_m^2}{p_c(V_k + V_g)}, \quad (5)$$

де  $n$  – частота обертання колінчастого валу двигуна,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $p_c$  – тиск картерних газів, Па;  $p_\Gamma$  – тиск у циліндрі на такті стискування (компресія), МПа;  $V_m$  – об'єм моторної оливи, який піддається газодинамічному навантаженню,  $\text{см}^3$ ;  $V_k$  – об'єм картера двигуна,  $\text{см}^3$ ;  $V_g$  – об'єм газів, що прориваються через зазор при зносі ЦПГ,  $\text{см}^3$ .

Попередні розрахунки, які проведені у відповідності з (5) за даними, які отримані за виразом (1) та даними, які раніше отримані в роботі [5] для двигунів ВАЗ-21011, показали наступне (табл. 2).

Таблиця 2 – Розрахункові данні інтенсивності навантаження моторної оливи за режимами роботи ДВЗ

| Тиск у циліндрі $p_\Gamma$ , МПа | Тиск газів у картері $p_c$ , Па | Частота обертання колінчастого валу $n$ , $\text{хв}^{-1}$ | Інтенсивність навантаження $I_\Gamma^M$ , $\text{см}^3 \cdot \text{хв}^{-1}$ |
|----------------------------------|---------------------------------|--|--|
| 1,02                             | 280                             | 2000   | 22,3   |
| 0,95                             | 600                             | 2000   | 51,3   |
| 0,95                             | 880                             | 3000   | 112,9  |
| 0,9                              | 400                             | 2000   | 36,1   |
| 0,9                              | 880                             | 2000   | 119,0  |

При розрахунках прийнято допущення відносно об'єму оливи, що взаємодії з газами з при товщині шара в 1 см. Для геометричних параметрів картера двигуна ВАЗ-21011 розрахунковий об'єм моторної оливи склав  $V_m = 639 \text{ см}^3$ . При цьому розрахункове значення об'єму картера склало  $V_k = 9445 \text{ см}^3$ , а середній об'єм газів, що прориваються, склало  $V_g = 604 \text{ см}^3/\text{с}$ .

Отриманні розрахункові данні вказують на те, що:

– порядок цифр у значеннях критерію має адекватний вигляд та може бути використано при моделюванні режимів взаємодії газів з моторною оливою;

– інтенсивність навантаження зростає, наприклад, зі зменшенням компресії в 1,1 рази и збільшенням тиску картерних газів у 2,14 рази при частоті обертання  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$  в 2,3 рази, а при частоті обертання  $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$  і тиску картерних газів у 3,14 рази відповідно в 5,1 рази.

**Висновки.** Виконані аналітичні розрахунки показали, що існує можливість здійснювати оцінку об'ємів газів, що прориваються через зазори ЦПГ при зносі її деталей за деякими допущеннями. При цьому запропоновано здійснювати оцінку взаємозв'язку між складових системи «моторна олива – відпрацьовуванні газу – вентиляція картера» за допомогою критерію навантаженості моторної оливи. Значення цього критерію за режимами роботи двигунів є передумовами для подальшої оцінки часового показника роботи моторних олив, на протязі якого втрачаються їх експлуатаційні властивості. Останнє є напрямком подальших досліджень.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Николаев Е. В. Совершенствование технологии диагностирования цилиндропоршневой группы дизельного двигателя по параметрам картерных газов : автореф. дис. кан. тех. наук. М. : 2013. <https://www.dissercat.com/content/sovershenstvovanie-tekhnologii-diagnostirovaniya-tsilindroporshnevoi-gruppy-dizelnogo-dvigat>.

2. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. 4-е изд. М. : Высшая школа, 2008. 496 с. <http://padabum.com/d.php?id=18926>.

3. Двигатель ВАЗ-21011. <https://motorist.expert/vaz/vaz-21011.html>.

4. Сотніков Є. Г. Удосконалення складу газотермічних ущільнювальних покриттів деталей турбіни для підвищення ефективності газотурбінних двигунів : дис... канд. техн. наук : 05.02.01 «Матеріалознавство» / Сотніков Євгеній Георгійович. Запоріжжя : 2018. 193 с.

5. Кубіч В. І. Навантаження і тиск картерних газів при зміні триботехнічного стану ЦПГ бензинового ДВЗ / В. І. Кубіч, О. Г. Чернета, Д. Е. Дрібас // XI міжнар. наук.-практ. конфер. «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту» 3–4 грудня 2020 року. ДІ НУ «Одеська морська академія» : С. 57–61.

## АНАЛІТИЧНА МОДЕЛЬ ЗМІНИ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА З ШАРНІРНО-КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ ПЕРЕТВОРЕННЯ РУХУ

Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

Досить значна кількість підведеної до двигуна енергії витрачається у самому двигуні на подолання сил тертя, здійснення допоміжних насосних ходів поршня, а також на привід допоміжного обладнання, навішеного на двигун. Ці втрати, які називають потужністю механічних втрат, є безповоротні та потребують урахування, особливо при створенні нового двигуна. Найбільша частка втрат припадає на втрати, пов'язані з подоланням сил тертя у сполучних парах деталей двигуна. На збільшення втрат, пов'язаних з тертям, напряду впливають як експлуатаційні фактори, так і конструктивні (зростання тиску робочого тіла у циліндрі, збільшення інерційних сил унаслідок підвищення частоти обертання, використання неякісних масел, порушення роботи системи змащення та охолодження, конструктивне виконання механізму перетворення руху, погана обробка поверхонь деталей тощо). Втрати потужності на здійснення насосних ходів поршня залежать від режимів роботи двигуна, а також розмірів, конструкції та опору органів газорозподілу, впускних і випускних трактів.

Роторно-поршневий двигун [1] має ряд суттєвих конструктивних відмінностей, особливо це стосується шарнірно-кулачкового механізму перетворення поступального руху поршня в обертальний рух ротора, а також механізму газорозподілу, тому проведення експериментальних досліджень потужності механічних втрат [2,3] та їх оцінка є актуальним і необхідним завданням.

**Мета роботи** – узагальнення експериментальних даних з дослідження потужності механічних втрат роторно-поршневого двигуна у вигляді аналітичної моделі зміни механічного ККД від основних експлуатаційних параметрів.

**Об'єкт дослідження** – потужність механічних втрат роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом перетворення руху.

**Предмет дослідження** – експериментальні характеристики зміни потужності механічних втрат роторно-поршневого двигуна у процесі перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла в механічну роботу.

Експериментальні дані зміни потужності механічних втрат роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом перетворення руху було отримано на експериментальному стенді (рис. 1), розробленому та створеному на машинобудівному підприємстві «Мотор-Плюс» спільно із Центром перспективних енергетичних технологій Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова.

Потужність механічних втрат та її зміна від таких експлуатаційних параметрів, як частота обертання ротора й тиск робочого тіла у впускному ресивері двигуна визначаються для двигуна конкретної конструкції та розміру. Тому використання його як параметра порівняння та оцінки втрат різних типорозмірів двигунів є складним. З практичної точки зору більш зручним та універсальним параметром оцінки є механічний ККД  $\eta_m$ , який визначається як відношення ефективної та індикаторної потужностей двигуна:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{N_e + N_m} = 1 - \frac{N_m}{N_i}, \quad (1)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність, кВт;  $N_i$  – індикаторна потужність, кВт;  $N_m$  – потужність механічних втрат, кВт.



Рисунок 1 – Загальний вигляд експериментального стенда для визначення потужності механічних втрат на базі роторно-поршневого двигуна 12 РПД 4,4/1,75

На рис. 2 подано зміну механічного ККД залежно від обертів та потужності. Так, при робочому тиску у впускному ресивері двигуна  $P_s = 0,4$  МПа залежно від обертів механічний ККД складає  $\eta_m = 0,54 \dots 0,71$ , при  $P_s = 0,6$  МПа –  $\eta_m = 0,58 \dots 0,76$ , а при  $P_s = 0,8$  МПа –  $\eta_m = 0,63 \dots 0,78$ . Виходячи з отриманих експериментальних даних раціональним діапазоном обертів роторно-поршневого двигуна для забезпечення максимального значення механічного ККД є  $800 \dots 1200$  хв<sup>-1</sup>. При цьому збільшення тиску робочого тіла у впускному ресивері у 2,0 рази забезпечує збільшення механічного ККД у 1,1 рази.

На базі проведених, а також оброблених експериментальних досліджень зміни потужності механічних втрат роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом перетворення руху було отримано аналітичну модель зміни механічного ККД від основних експлуатаційних параметрів  $\eta_m = f(P_s; n)$ .

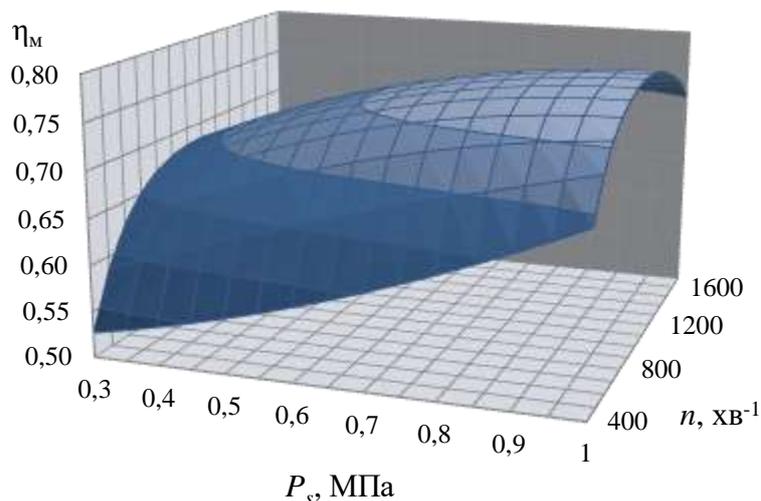


Рисунок 2 – Зміна механічного ККД роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом руху залежно від робочого тиску у впускному ресивері та обертів ротора

Апроксимація експериментальних точок була виконана за допомогою полінома шостого степеня, що дозволило отримати криві зміни механічних втрат із прийнятною точністю. Відповідно, аналітична модель зміни механічного ККД є поліномом шостого степеня і має вигляд

$$\eta_m(P_s; n) = a \cdot n - b \cdot n^5 + c \cdot n^4 - d \cdot n^3 + e \cdot n^2 + f \cdot n, \quad (2)$$

де відповідні коефіцієнти:

$$a = -75,250 \cdot 10^{-19} P_s^2 + 88,145 \cdot 10^{-19} P_s - 17,067 \cdot 10^{-19}; \quad (3)$$

$$b = -4282,279 \cdot 10^{-17} P_s^2 + 4992,813 \cdot 10^{-17} P_s - 9846,416 \cdot 10^{-18}; \quad (4)$$

$$c = -9516,028 \cdot 10^{-14} P_s^2 + 1101,501 \cdot 10^{-13} P_s - 2238,260 \cdot 10^{-14}; \quad (5)$$

$$d = -1028,641 \cdot 10^{-10} P_s^2 + 1176,316 \cdot 10^{-10} P_s - 2528,803 \cdot 10^{-11}; \quad (6)$$

$$e = -5362,988 \cdot 10^{-8} P_s^2 + 5989,928 \cdot 10^{-8} P_s - 1478,969 \cdot 10^{-8}; \quad (7)$$

$$f = 1041,801 \cdot 10^{-5} P_s^2 - 1087,755 \cdot 10^{-5} P_s + 4316,651 \cdot 10^{-6}. \quad (8)$$

Окрім таких експлуатаційних параметрів, як робочий тиск у впускному ресивері та оберти двигуна практичний інтерес становить проведення додаткових експериментальних досліджень впливу регулювання ступеня наповнення робочого циліндра на механічний ККД, а також проведення досліджень впливу геометричних розмірів органів газообміну на газодинамічну складову потужності механічних втрат і конструктивних співвідношень механізму руху на складову втрат на тертя.

#### **Висновки.**

1. Створений експериментальний стенд і система вимірювання на базі роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом перетворення руху 12 РПД 4,4/1,75 дозволили отримати достовірні експериментальні дані для проведення аналізу та узагальнення ефективності перетворення потенційної енергії стиснутого робочого тіла у механічну роботу.

2. Визначено, що підвищення тиску робочого тіла у впускному ресивері роторно-поршневого двигуна у 2,0 рази забезпечує збільшення механічного ККД у 1,1 рази.

3. Установлено раціональний діапазон обертів ( $n = 800 \dots 1200 \text{ хв}^{-1}$ ) роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом перетворення руху, при якому забезпечуються максимальні значення механічного ККД 0,71...0,78.

4. Обробка та узагальнення отриманих експериментальних даних зміни потужності механічних втрат роторно-поршневого двигуна із шарнірно-кулачковим механізмом перетворення руху дали змогу одержати аналітичну модель впливу основних експлуатаційних параметрів двигуна на механічний ККД.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Митрофанов, О. С., Шабалін, Ю. В., Бірюк, Т. Ф., & Єфеніна, Л. О. (2019). Пат. на винахід України № 120489. Поршнева машина; заявл. № а201902189 10.09.2019 р.; опубл. 10.12.2019 р., бюл. № 23.

2. Кривошапов, С. И., Кашканов, В. А. (2021). Оценка мощности механических потерь в двигателе, трансмиссии и колесах автомобиля на стенде с беговыми барабанами. Вісник машинобудування та транспорту. 2 (14), 38–45.

3. Молодан, А. О. (2018). Вплив на потужність двигуна колісної машини механічних втрат при відключенні циліндрів. Вісник ЖДТУ. 2 (82), 105–110.

## УДОСКОНАЛЕННЯ СТРУКТУРИ ТАНГЕНСНОГО МЕХАНІЗМУ РУЛЬОВОЇ МАШИНИ FLUTEK-KAWASAKI FE 21-243

Проценко В.О., Бабій М.В., Настасенко В.О.  
Херсонська державна морська академія, Україна

Механізм сучасної рульової машини FLUTEK-KAWASAKI FE 21-243 (рис. 1) містить чотири рухомі ланки ( $n = 4$ ) – плунжер із опорою, що ковзає по напрямній (круглого перерізу), румпель і два ролики, які встановлені замість повзунів для зменшення втрат на тертя.

Кількість кінематичних пар п'ятого класу тут становить  $P_5 = 3$  ( $O_5, C_5, I_5$ ) (рис. 2, де для спрощення розрахунків показана половина механізму), кількість кінематичних пар четвертого класу  $P_4 = 2$  ( $A_4, E_4$ ), кількість кінематичних пар третього класу  $P_3 = 0$ , пар другого класу  $P_2 = 3$  ( $B_2, D_2, F_2$ ), першого класу  $P_1 = 0$ .



Рисунок 1 – Загальний вигляд рульової машини FLUTEK-KAWASAKI FE 21-243

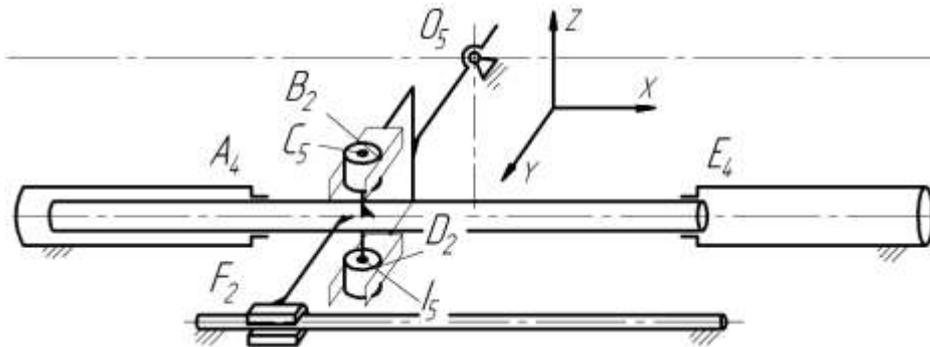


Рисунок 2 – Структурна схема механізму рульової машини FLUTEK-KAWASAKI FE 21-243 ( $q = 8$ )

Загальна кількість кінематичних пар

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 3 + 2 + 0 + 3 + 0 = 8.$$

Сума рухомостей кінематичних пар

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \times 3 + 2 \times 2 + 3 \times 0 + 4 \times 3 + 5 \times 0 = 19.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана [1]

$$k = P - n = 8 - 4 = 4.$$

Перший незалежний контур механізму –  $O_5B_2C_5A_4O_5$ , другий контур –  $O_5D_2I_5E_4O_5$ , третій контур –  $C_5B_2D_2I_5C_5$ , четвертий контур –  $O_5B_2C_5F_2O_5$ ,

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу [2]

$$W = f - \sum r_i = 19 - (4 + 4 + 3 + 5) = 3,$$

де  $r_1 = r_2 = 4$ ,  $r_3 = 3$ ,  $r_4 = 5$  – ранг осей незалежних контурів.

Тут основна рухомість механізму  $W_o = 1$ , місцеві рухомості обох роликів (обертання навколо осі Z)  $W_m = 2$  (загалом  $W = W_o + W_m = 3$ ).

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Сомова-Малишева [3]

$$q_{CM} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ = 3 + 5 \times 3 + 4 \times 2 + 3 \times 0 + 2 \times 3 + 0 - 6 \times 4 = 8.$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озолса [4]

$$q_{OZ} = W + 6k - f = 3 + 6 \times 4 - 19 = 8.$$

Поконтурний метод (табл. 1), демонструє, що більшість надлишкових зв'язків (4,  $q_3 - q_6$ ) знаходиться в третьому контурі  $C_5B_2D_2I_5C_5$ , наявність якого обумовлена існуванням кінематичних пар  $C_5$  та  $I_5$ .

Таблиця 1 – Застосування поконтурного методу до механізму машини FLUTEK-KAWASAKI FE 21-243

| Контур            | Плaskі рухомості $f_n$  | Неплaskі рухомості $f_n$                                       |
|-------------------|---|--|
|                   | $f'_x$ $f'_y$ $f''_z$<br>   | $f''_x$ $f''_y$ $f'_z$<br>                                     |
| $O_5B_2C_5A_4O_5$ | A   B $\uparrow W_m$ BC $\uparrow W_o$  | A $\emptyset$ B  |
| $O_5D_2I_5E_4O_5$ | E   D $\uparrow W_m$ ID $\uparrow$  | ED $\emptyset$ $\emptyset$                                     |
| $C_5B_2D_2I_5C_5$ | $\emptyset$ $\emptyset$ $\emptyset$<br>$\downarrow q_3$ $\downarrow q_4$ $\downarrow q_5$ | B $\emptyset$ D<br>$\downarrow q_6$                            |
| $O_5B_2C_5F_2O_5$ | F   F   F   | F $\emptyset$ $\emptyset$<br>$\downarrow q_7$ $\downarrow q_8$ |
| $W = 3, q = 8$    |   |  |

З точки зору роботи механізму, як сукупності ланок, необхідності в цих кінематичних парах немає, проте вони впливають на передачу навантаження в реальній працюючій рульовій машині.

Шарнір  $I_5$  тут потрібен для унеможливлення виникнення в місці сполучення осі ролика  $C_5$  з плунжером зосередженого згинального моменту, що, крім осьової і поперечної сили, додатково згинатиме в такому випадку плунжер. Виникнення двох надлишкових зв'язків ( $q_7$  та  $q_8$ ) обумовлено утворенням контура  $O_5B_2C_5F_2O_5$  через наявність кінематичної пари  $F_2$ , що сполучає плунжер із напрямною. Функцією останньої в механізмі машини, що розглядається, є унеможливлення повороту плунжерів навколо власної осі.

Розглядаючи перспективи розвитку тангенсного механізму плунжерних ГРМ з точки зору підвищення структурної досконалості, намітимо його основні напрямки:

- забезпечення передачі навантаження від плунжерів до румпеля через один повзун або ролик замість двох. Це дасть зменшення кількості кінематичних пар, та, за розташування центра кінематичної пари "повзун-паз румпеля" на осі плунжерів, уникнення дії на них зосередженого згинального моменту;

- виключення з конструкції механізму напрямної балки, як елемента, що перешкоджає повороту плунжерів навколо власної осі та унеможливлення повороту плунжерів навколо

власної осі іншим чином. Це дасть можливість зменшити кількість незалежних контурів та за рахунок цього кількість надлишкових зв'язків.

Запровадження наведених напрямків дало можливість запропонувати механізм, показаний на рис. 3.

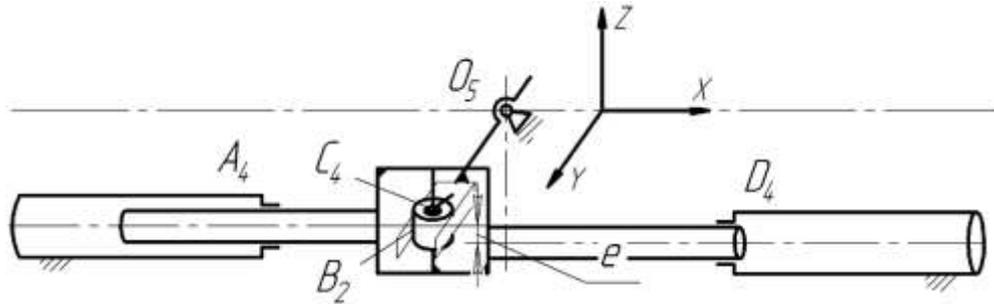


Рисунок 3 – Структурна схема тангенсного механізму рульової машини зі зниженою кількістю надлишкових зв'язків ( $q = 3$ )

Тут плунжери розташовані паралельно один одному з ексцентриситетом  $e$  (може бути у площині  $YX$  чи  $ZX$ ) з метою виключення можливості їх повороту навколо власної осі і відмови за рахунок цього від напрямних балок. З метою зниження втрат на тертя застосовано ролики (по одному на кожен плунжер), подібно до розглянутої вище машини FLUTEK-KAWASAKI. Таким чином, запропонований механізм містить три рухомі ланки ( $n = 3$ ) – плунжер, румпель і повзун. Кількість кінематичних пар п'ятого класу  $P_5 = 1$  ( $O_5$ ), кількість кінематичних пар четвертого класу  $P_4 = 3$  ( $A_4, C_4, D_4$ ), кількість кінематичних пар третього класу  $P_3 = 0$ , кількість кінематичних пар другого класу  $P_2 = 1$  ( $B_2$ ), першого класу  $P_1 = 0$ .

Загальна кількість кінематичних пар

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 1 + 3 + 0 + 1 + 0 = 5.$$

Сума рухомостей кінематичних пар

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \times 1 + 2 \times 3 + 3 \times 0 + 4 \times 1 + 5 \times 0 = 12.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму

$$k = P - n = 5 - 3 = 2.$$

Перший незалежний контур механізму –  $O_5B_2C_4A_4O_5$ , другий контур –  $O_5B_2C_4D_4O_5$ .

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу

$$W = f - \sum r_i = 12 - (5 + 5) = 2,$$

де  $r_1 = r_2 = 5$  – ранг осей незалежних контурів.

Механізм має дві рухомості ( $W = 2$ ): тут основна рухомість механізму  $W_o = 1$ , місцева рухомість ролика (обертання навколо осі  $Z$ )  $W_m = 1$  ( $W = W_o + W_m = 2$ ).

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Сомова-Малишева

$$\begin{aligned} q_{CM} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 2 + 5 \times 1 + 4 \times 3 + 3 \times 0 + 2 \times 1 + 0 - 6 \times 3 = 3. \end{aligned}$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озолса

$$q_{OZ} = W + 6k - f = 2 + 6 \times 2 - 11 = 3.$$

Застосування поконтурного методу (табл. 2) підтверджує отримані розрахунком результати.

Таким чином, загальна кількість надлишкових зв'язків у чотириплунжерній машині становитиме  $q = 6$  (у машині FLUTEK-KAWASAKI їх 16).

Ліквідація наявних трьох зв'язків в конструкції за рис. 3 можлива застосуванням кінематичних з'єднань для сполучення плунжерів із рамкою, де закріплено вісь повзуна. Таке удосконалення за дослідженнями автора викличе собою лише ускладнення конструкції

машини, оскільки в цьому випадку плунжери перетворюються на шарнірно сполучені консольні балки, що потребуватиме значної зміни конструкції гідроциліндрів з метою забезпечення можливості сприйняття бічного зусилля.

Таблиця 2 – Застосування поконтурного методу до пропонованого механізму ГРМ

| Контур            | Плaskі рухомості $f_n$ | Неплaskі рухомості $f_n$ |
|-------------------|------------------------|--------------------------|
|                   | $f'_x$ $f'_y$ $f''_z$  | $f''_x$ $f''_y$ $f'_z$   |
| $O_5B_2C_4A_4O_5$ |                        |                          |
| $O_5B_2C_4D_4O_5$ |                        |                          |
| $W = 2, q = 3$    |                        |                          |

У підсумку слід зазначити, що значне підвищення технічного рівня суднових ГРМ може бути досягнуто за рахунок відмови від їх укоріненої на сьогодні концепції і застосування нових підходів, про що буде сказано у нових роботах.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы / Л.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
2. Voinea, R., Atanasiu, M. “Contributions a la Theorie geometrique des Vis”, Buletinul Institutului Politehnic Bucuresti 21 (3), pp. 69 – 90, 1959.
3. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я.Т. Кіницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 662 с.
4. Озол О.Г. Теория механизмов и машин / О.Г. Озол. – М.: Наука, 1984. – 432 с.

## ВИКОРИСТАННЯ СУМІШІ ДИСКРЕТНИХ ВОЛОКОН ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЕПОКСИДНИХ КЛЕЙОВИХ МАТЕРІАЛІВ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Сапронов О.О., Сметанкін С.О., Сапронова Л.О., Палагній В.І.  
Херсонська державна морська академія, Україна

**Вступ.** Зважаючи на функціональність епоксидних композитних матеріалів (КМ) і комплекс поліпшених властивостей, їх можливо використовувати як окремі вироби, покриття різного функціонального призначення, так і клейові матеріали для транспорту, зокрема водного.

**Актуальність досліджень.** Розширення функціональності полімерних матеріалів можливо за рахунок використання спектру добавок (модифікаторів, наповнювачів, пластифікаторів). При цьому, на сьогодні, значний практичний і науковий інтерес представляє дослідження впливу більш дешевших добавок, що зменшує вартість композиції не знижуючи при цьому властивостей адгезиву.

**Постановка задачі.** Встановити оптимальний вміст дискретних волокон у епоксидному зв'язувачі для забезпечення поліпшених адгезійних характеристик.

**Результати досліджень.** Основним компонентом для зв'язувача при формуванні КМ вибрано епоксидний діановий олігомер марки ЕД-20 (ISO 18280:2010, Technobudresurs, Київ, Україна), який характеризується комплексом покращених властивостей порівняно з іншими відомими реактопластами.

Для зшивання епоксидних композицій використовували твердник поліетиленполіамін (ПЕПА) (ТУ 6-05-241-202-78, Technobudresurs, Київ, Україна), який дозволяє зшивати матеріали при кімнатних температурах.

Як наповнювач використовували суміш дискретних волокон на основі бавовни і поліестеру: СДВБП (бавовна – 52 %, поліестер – 48 %) з параметрами  $l = 15...30$  мм,  $d = 20...25$  мкм.

Адгезійну міцність (при відриві) до металевої основи досліджували, вимірюючи руйнівне напруження («метод грибків») при рівномірному відриві пари склеєних зразків згідно ГОСТу 14760-69. Вимірювали силу відривання клейових з'єднань сталевих зразків на автоматизованій розривній машині УМ-5 при швидкості навантаження  $v = 10$  Н/с. Діаметр робочої частини сталевих зразків при відриві становив –  $d = 25$  мм.

Залишкові напруження у матриці визначали консольним методом. Покриття товщиною  $\delta = 0,3...0,5$  мм формували на сталевій основі. Параметри основи: загальна довжина –  $l = 100$  мм; робоча довжина –  $l_0 = 80$  мм, товщина –  $\delta = 0,3$  мм.

Епоксидний композит, наповнений СДВБП, формували за такою технологією:

- попереднє дозування епоксидної діанової смоли ЕД-20, підігрівання смоли до температури  $T = 353 \pm 2$  К і її витримка при даній температурі впродовж часу  $\tau = 20 \pm 0,1$  хв;
- дозування дискретного наповнювача (СДВБП);
- введення СДВБП у композицію у наступному співвідношенні – 50% добавки у епоксидний зв'язувач, 50% добавки у твердник ПЕПА;
- механічне суміщення олігомеру ЕД-20 і дискретного наповнювача впродовж часу  $\tau = 1 \pm 0,1$  хв;
- ультразвукова обробка (УЗО) композиції впродовж часу  $\tau_3 = 1,5 \pm 0,1$  хв;
- охолодження композиції до кімнатної температури впродовж часу  $\tau = 60 \pm 5$  хв;
- механічне суміщення твердника ПЕПА і дискретного наповнювача впродовж часу  $\tau = 1 \pm 0,1$  хв;
- ультразвукова обробка (УЗО) композиції впродовж часу  $\tau_3 = 1,5 \pm 0,1$  хв;
- суміщення двох композицій (ЕД-20 з дискретним наповнювачем + ПЕПА з дисперсним наповнювачем) впродовж часу  $\tau = 5 \pm 0,1$  хв.

Надалі затверджували КМ за експериментально встановленим режимом: формування зразків та їх витримування впродовж часу  $\tau = 12,0 \pm 0,1$  год при температурі  $T = 293 \pm 2$  К, нагрівання зі швидкістю  $\nu = 3$  К/хв до температури  $T = 393 \pm 2$  К, витримування КМ впродовж часу  $\tau = 2,0 \pm 0,05$  год, повільне охолодження до температури  $T = 293 \pm 2$  К. З метою стабілізації структурних процесів у матриці зразки витримували впродовж часу  $\tau = 24$  год на повітрі при температурі  $T = 293 \pm 2$  К з наступним проведенням експериментальних випробувань.

Встановлено, що введення у епоксидний зв'язувач дискретного наповнювача за вмісту  $q = 0,25$  мас.ч. забезпечує монотонне підвищення адгезійної міцності при відриві КМ з  $\sigma_a = 24,4$  МПа (для епоксидної матриці) до  $\sigma_a = 42,5$  МПа (табл. 1). Руйнування такого адгезійного з'єднання приймає когезійний характер, що обумовлено значною активністю волокнистої складової. Вважали, що співставлення значення адгезійної міцності і характеру відриву адгезійного з'єднання пов'язано із взаємодією амідних і карбонільних груп дискретних волокон із епоксидним олігомером ЕД-20, що у свою чергу забезпечує міцний адгезійний зв'язок із металевою основою. Додатково встановлено, що значення залишкових напружень є більшими за епоксидну матрицю ( $\sigma_3 = 1,4$  МПа), але відносно невисоким –  $\sigma_3 = 1,5$  МПа, що позитивно впливає на термін експлуатації покриття.

Таблиця 1. Адгезійні властивості композитів, наповнених сумішшю дискретних волокон

| Вміст СДВБП,<br>$q$ , мас.ч | $\sigma_a$ ,<br>МПа | $\sigma_3$ , МПа | Характер відриву     |
|-----------------------------|---------------------|------------------|----------------------|
| Епоксидна матриця           | 24,4                | 1,4              | адгезійний           |
| 0,25                        | 42,5                | 1,5              | когезійний           |
| 0,50                        | 38,0                | 1,9              | адгезійно-когезійний |
| 0,75                        | 37,0                | 2,5              | адгезійно-когезійний |
| 1,00                        | 36,5                | 2,5              | адгезійний           |
| 1,50                        | 34,2                | 2,6              | адгезійний           |
| 2,00                        | 25,5                | 2,7              | адгезійний           |

Введення у епоксидний зв'язувач СДВБП за вмісту  $q = 0,50 \dots 0,75$  мас.ч. забезпечує незначне зменшення адгезійної міцності –  $\sigma_a = 37,0 \dots 38,0$  МПа, що пов'язано із зростанням в'язкості композиції та збільшення значення залишкових напружень –  $\sigma_3 = 1,9 \dots 2,5$  МПа, при цьому характер руйнування є змішаним, тобто адгезійно-когезійний. Збільшення вмісту дискретного наповнювача до  $q = 1,0 \dots 2,0$  мас.ч. призводить до монотонного зменшення показників адгезійної міцності (табл.1). Вважали, що зменшення значення адгезійної міцності пов'язано із недостатнім змочуванням волокнистої складової зв'язувачем за рахунок підвищення в'язкості композиції. Внаслідок цього утворюються мікро дефекти у адгезивній плівці, через значні залишкові напруження –  $\sigma_3 = 2,5 \dots 2,7$  МПа. Це у свою чергу призводить до адгезійного характеру відриву.

Отже, на основі комплексних результатів дослідження встановлено, що для формування клейових матеріалів з високими значеннями адгезійної міцності доцільно використовувати композицію наступного складу: епоксидний олігомер – 100 мас.ч., твердник ПЕПА – 10 мас.ч., суміш дискретних волокон на основі бавовни і поліестеру – 0,25 мас.ч.

**Висновки.** Встановлено, що когезійний характер руйнування клейового з'єднання і мінімальні значення залишкових напружень –  $\sigma_3 = 1,5$  МПа вказують про міцний адгезійний зв'язок із металевою основою ( $\sigma_a = 42,5$  МПа). Це свідчить про те, що введення дискретних волокон у епоксидний зв'язувач за оптимального вмісту забезпечує хімічну взаємодію активних груп волокнистого наповнювача з макромолекулами та сегментами епоксидного олігомера.

## ЗАХИСНІ ПОКРИТТЯ ДЛЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТУ З ПІДВИЩЕНИМИ ПОКАЗНИКАМИ МЕХАНІЧНОЇ МІЦНОСТІ

Соценко В.В., Сапронова А.В., Воробйов П.О., Палагній В.І.  
Херсонська державна морська академія, Україна

**Вступ.** Широкомасштабне виробництво і застосування полімерних матеріалів у багатьох галузях промисловості пов'язано із однією з існуючих переваг – можливістю створення елементів конструкцій, захисних покриттів із заданими властивостями.

**Актуальність досліджень.** Поліпшити властивості епоксидних композитних матеріалів (КМ) можливо за рахунок введення в об'єм полімерної матриці різних за фізико-хімічною природою і дисперсністю наповнювачів. Використання волокнистих добавок, у якості армуючих матеріалів, обумовлено поліпшенням комплексу властивостей при умові раціонального поєднання компонентів. При цьому технологічна лінія виробництва полімерних матеріалів, характеризується приблизно триразовою економією енергоресурсів (порівняно з металами і сплавами) на кожен кілограм КМ. Однак, не зважаючи на досягнення у галузі армованих композитних матеріалів, виникає необхідність розроблення нових композитів і покриттів на їх основі, які не поступаються за властивостями і вартістю вітчизняним та зарубіжним аналогам.

**Постановка задачі.** Встановити оптимальний вміст дискретних волокон у епоксидному зв'язувачі для забезпечення поліпшених механічних характеристик.

**Результати досліджень.** Основним компонентом для зв'язувача при формуванні КМ вибрано епоксидний діановий олігомер марки ЕД-20 (ISO 18280:2010, Technobudresurs, Київ, Україна), який характеризується комплексом покращених властивостей порівняно з іншими відомими реактопластами.

Для зшивання епоксидних композицій використовували твердник поліетиленполіамін (ПЕПА) (ТУ 6-05-241-202-78, Technobudresurs, Київ, Україна), який дозволяє зшивати матеріали при кімнатних температурах.

Як наповнювач використовували суміш дискретних волокон на основі бавовни і поліестеру: СДВБП (бавовна – 52 %, поліестер – 48 %) з параметрами  $l = 15...30$  мм,  $d = 20...25$  мкм.

Руйнівні напруження і модуль пружності при згинанні визначали згідно ASTM D 790-03. Параметри зразків: довжина  $l = 120 \pm 2$  мм, ширина  $b = 15 \pm 0,5$  мм, висота  $h = 10 \pm 0,5$  мм.

Ударну в'язкість визначали за методом Шарпі відповідно згідно ASTM D6110–18 на маятниковому копрі МК-30 при температурі  $T = 298 \pm 2$  К і відносній вологості  $d = 50 \pm 5$  %. Використовували зразки розміром  $l \times b \times h = (63,5 \times 12,7 \times 12,7) \pm 0,5$  мм. Відстань між опорами –  $l = 40 \pm 0,5$  мм.

Відхилення значень при дослідженні показників механічної міцності КМ становило 4...6 % від номінального.

Дослідження структури (топології) матеріалів проводили на металографічному мікроскопі моделі XJL-17AT, який обладнаний камерою Levenhuk C310 NG (3,2 Mega Pixels). Діапазон збільшення зображення від  $\times 100$  до  $\times 1600$  разів. Для обробки цифрових зображень використовували програмне забезпечення «Levenhuk TourView».

При експлуатації нанесеного захисного покриття на деталі транспортних засобів необхідно враховувати вплив статичних, динамічних і навантажень ударного характеру. Тому, досліджували вплив вмісту суміші дискретних волокон на показники механічної міцності (ударна в'язкість, руйнівні напруження та модуль пружності при згинанні).

Встановлено, що значення ударної в'язкості епоксидної матриці становить  $W = 7,0$  кДж/м<sup>2</sup>. Введення СДВБП за вмісту  $q = 0,25$  мас.ч. приводить до підвищення механічної характеристики у 1,6 рази ( $W = 11,5$  кДж/м<sup>2</sup>). Вважали, що за незначного вмісту волокнистої добавки відбувається її впорядкованість у об'ємі полімеру, що сприяє інтенсифікації процесу зшивання та забезпечує підвищення механічних характеристик

композиту. Відповідно, поверхня руйнування таких матеріалів однорідного характеру, але з присутньою незначною крихкістю. Подібне руйнування характерне для ненаповненої матриці, де переважно площу руйнування займають крихкі ділянки. Це дозволяє зробити припущення про недостатню кількість волокнистої добавки у об'ємі полімеру для забезпечення повноцінного армування КМ. Введення СДВБП за вмісту  $q = 0,50$  мас.ч. забезпечує підвищення ударної в'язкості до  $W = 12,7$  кДж/м<sup>2</sup>. Поверхня руйнування таких матеріалів також однорідного характеру, з присутньою крихкістю. Введення СДВБП за вмісту  $q = 0,75$  мас.ч. забезпечує максимум на кривій залежності ударної в'язкості від вмісту волокнистої добавки –  $W = 13,2$  кДж/м<sup>2</sup>. При цьому спостерігали зміну характеру поверхні руйнування перехід із змішаного (в'язко-крихкого) до в'язкого без присутніх характерних дефектів. Вважали, що композити наповнені оптимальним вмістом наповнювача забезпечують впорядкованість структури розроблених матеріалів.

Введення СДВБП за вмісту  $q = 1,0...2,0$  мас.ч. призводить до зниження ударної в'язкості до  $W = 10,8...11,0$  кДж/м<sup>2</sup> та зміну характеру поверхні руйнування КМ. Поверхня руйнування таких композитів має значну кількість крихких ділянок, присутнє утворення повітряних включень, що пов'язано з недостатнім змочуванням волокнистої складової зв'язувачем і утворенням дефектів у вигляді мікро пор, що свідчить про наявність локальних залишкових напружень в матеріалі ( $\sigma_3 = 2,5...2,7$  МПа).

Встановлено кореляційний зв'язок показників фізико-механічних властивостей ( $W$  і  $\sigma_{3z}$ ) при введенні СДВБП. Зокрема, введення у епоксидний зв'язувач волокнистої добавки за вмісту  $q = 0,25$  мас.ч. приводить до підвищення значення руйнівних напружень при згинанні КМ з  $\sigma_{3z} = 48,0$  МПа (для епоксидної матриці) до  $\sigma_{3z} = 51,0$  МПа. Тоді, як значення модуля пружності при згинанні також підвищується з  $E = 2,9$  ГПа до  $E = 3,15$  ГПа. Методом оптичної мікроскопії встановлено однорідну структуру зламу таких композитів без присутніх дефектів. Таким чином підтверджується раніше висунуте припущення про впорядкованість структури композитів за вказаного вмісту дискретного наповнювача. Подібну структуру зламу, де здебільшого переважає в'язкий характер руйнування спостерігали при введенні СДВБП за вмісту  $q = 0,50...0,75$  мас.ч. Значення руйнівних напружень при згинанні таких КМ становлять –  $\sigma_{3z} = 56,0...62,0$  МПа. Тоді, як значення модуля пружності при згинанні підвищується до  $E = 3,15...3,3$  ГПа.

Введення СДВБП за вмісту  $q = 1,0...2,0$  мас.ч. призводить до монотонного зниження показників механічної міцності –  $\sigma_{3z} = 40,0...48,0$  МПа,  $E = 3,0$  ГПа. Відповідно структура зламу таких композитів квазінеоднорідного характеру. Збільшення вмісту добавки з  $q = 1,0$  мас.ч. до  $q = 2,0$  мас.ч. призводить до збільшення кількості і розмірів дефектів у структурі полімеру, що пов'язано із зростанням в'язкості системи «зв'язувач-волокнистий наповнювач», зниження ступеня змочування. Таким чином структурні дефекти виступають концентраторами напружень при досягненні критичних значень яких відбувається руйнування матеріалів.

**Висновки.** У процесі проведення комплексних експериментальних досліджень впливу волокнистого наповнювача на показники механічної міцності, встановлено наступне:

- Для формування покриттів, які забезпечують високі показники когезійної міцності доцільно використовувати композити, що містять суміш дискретних волокон на основі бавовни і поліестеру за вмісту  $q = 0,50...0,75$  мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного олігомеру ЕД-20 і 10 мас.ч. твердника ПЕПА. Такі композити характеризуються наступними властивостями: ударна в'язкість –  $W = 12,7...13,2$  кДж/м<sup>2</sup>; руйнівні напруження при згинанні –  $\sigma_{3z} = 56,0...62,0$  МПа, модуль пружності при згині –  $E = 3,15...3,30$  ГПа.

- Підвищення механічної міцності пов'язано із зміною структури полімеру, а це у сою чергу забезпечує перехід в'язко-крихкого до в'язкого характеру зламу поверхні матеріалу, що свідчить про термодинамічну впорядкованість структури розроблених матеріалів.

#### **Секція 4**

### **ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ТА ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ І ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ, ЙОГО ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ**

## ПРИВІД ПНВТ З КЛАПАННИМ РЕГУЛЮВАННЯМ

Самарін О.Є.

Херсонська державна морська академія, Україна

**Вступ.** Відомо паливний насос з золотниковим регулюванням, що складається з розподільного валу з плунжерним кулачком, штовхача з плунжером і поворотною пружиною [1, 2]. Недоліком вказаного паливного насоса з золотниковим регулюванням є наявність на поверхні плунжера регулювальних крайок, які його послаблюють і створюють бічні сили, що прискорюють знос. На насосі з золотниковим регулюванням складніше реалізується принцип регулювання моментів початку і кінця подачі палива.

Також відомо паливний насос з клапанним регулюванням, що складається з розподільного валу з плунжерним кулачком, штовхача з плунжером і поворотною пружиною, наповнювального і відсічного клапана з клапанною пружиною і штовхачем [1, 2].

До недоліків вказаного паливного насоса можна віднести великі габаритні розміри, складну механічну систему приводу, низьку надійність клапанних пар. Особливо у важких умовах знаходиться відсічний клапан, який працює при високих тисках і початкових швидкостях витікання рідини. Це призводить до виникнення кавітаційних процесів в момент відкриття клапана, які сприяють його швидкому руйнуванню.

**Актуальність досліджень.** Існуючі конструкції ПНВТ з клапанним регулюванням мають значну кількість додаткових проміжних елементів, що підвищує трудомісткість обслуговування і знижує надійність всієї системи [3, 4].

Таким чином, зниження трудомісткості обслуговування і підвищення надійності ПНВТ з клапанним регулюванням подачі палива є актуальним завданням.

**Постановка завдання.** З метою зменшення вказаних недоліків пропонується створити такий паливний насос з клапанним регулюванням, у якому система механічного приводу не має додаткових проміжних елементів.

**Рішення задачі.** Поставлена задача вирішується тим, що плунжерний кулачок має змінну висоту, а на розподільному валу у протифазі до плунжерного кулачка додатково встановлено кулачок наповнювального і кулачок відсічного клапана, які можуть провертатись навколо осі розподільного валу, при чому розподільний вал може переміщатись уздовж осі.

Виконання плунжерного кулачка змінної висоти дозволяє змінювати хід плунжера, а відтак і циклову подачу палива.

Встановлення на розподільному валу у протифазі до плунжерного кулачка додаткового кулачка наповнювального і кулачка відсічного клапана дозволяє напряму регулювати хід наповню вального і відсічного клапанів без встановлення додаткових проміжних елементів.

Забезпечення можливості провертатись навколо осі розподільного валу кулачка наповнювального і кулачка відсічного клапана дозволяє більш точно відрегулювати циклову подачу палива.

Забезпечення можливості розподільному валу переміщатись уздовж осі дозволяє регулювати циклову подачу палива всіх паливних насосів одночасно, на однакову величину і з одного робочого місця.

На рис.1 показано паливний насос з клапанним регулюванням при наповненні надплунжерного простору паливом; на рис. 2 показано паливний насос з клапанним регулюванням при подачі палива до форсунки.

Паливний насос з клапанним регулюванням складається з розподільного валу 1 з плунжерним кулачком 2, штовхача 3 з плунжером 4 і поворотною пружиною 5, наповнювального 6 і відсічного 7 клапана з клапанною пружиною 8 і штовхачем 9. Плунжерний кулачок 2 має змінну висоту, а на розподільному валу 1 у протифазі до плунжерного кулачка 2 додатково встановлено кулачок 10 наповнювального 6 і кулачок 11 відсічного клапана 7, які можуть провертатись навколо осі розподільного валу 1, при чому розподільний вал 1 може переміщатись уздовж осі.

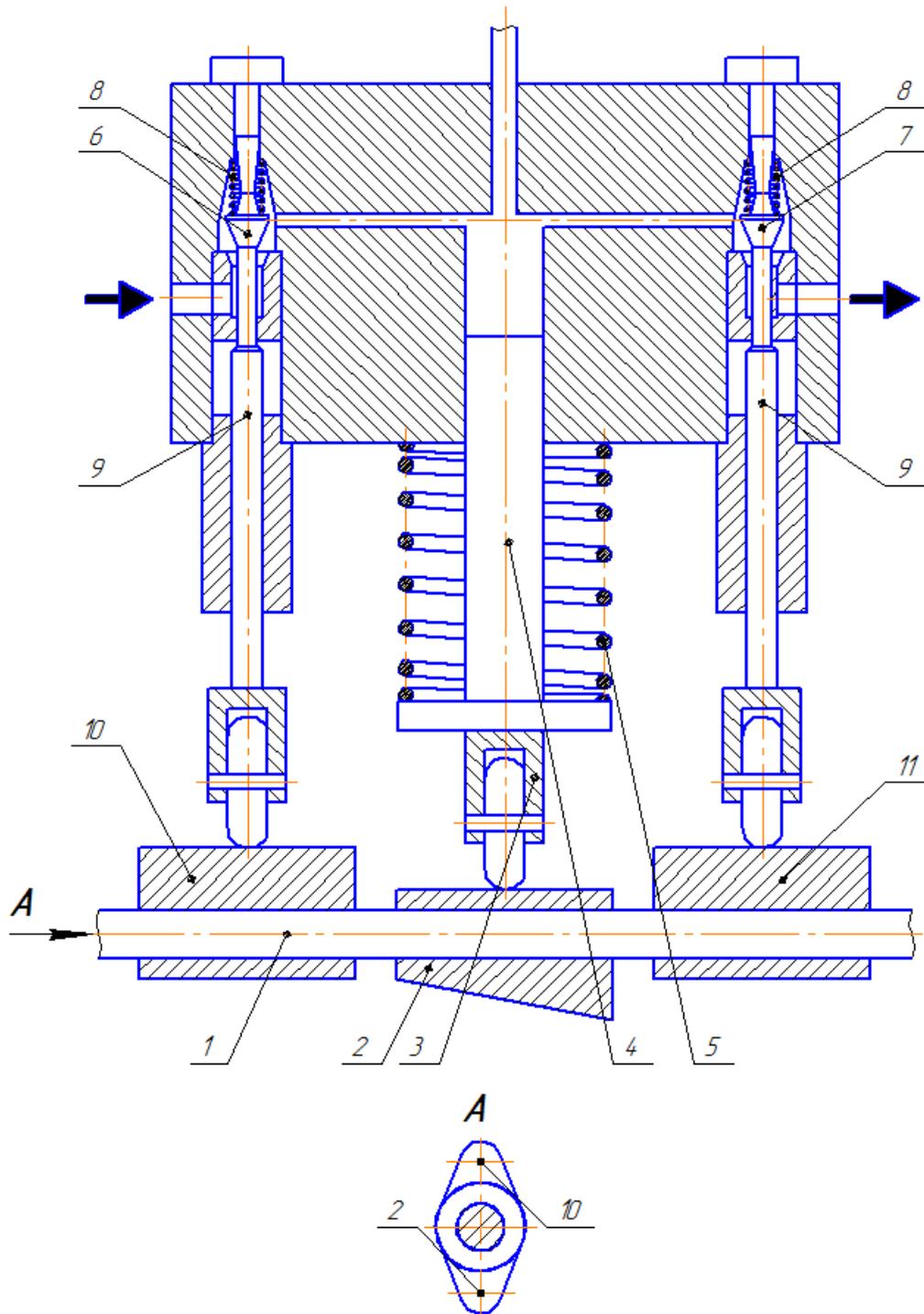


Рисунок 1 – Паливний насос з клапанним регулюванням при наповненні надплунжерного простору паливом: 1 - розподільний вал; 2- плунжерний кулачок; 3 - штовхач; 4 - плунжер; 5 - поворотна пружина; 6 – наповнювальний клапан; 7 – відсічний клапан; 8 - клапанна пружина; 9 – штовхач; 10 – кулачок наповнювального клапана; 11 - кулачок відсічного клапана

Паливний насос з клапанним регулюванням працює наступним чином.

Процес наповнення надплунжерного простору паливом.

При обертанні розподільного валу 1 навколо своєї осі, кулачок 10 наповнювального 6 і кулачок 11 відсічного клапана 7 діють на відповідні штовхачі 9, які тиснуть на наповнювальний 6 і відсічний клапани 7 і стискають клапанні пружини 8. При цьому наповнювальний 6 і відсічний клапан 7 відкриваються. Водночас, плунжерний кулачок 2

перестає діяти на штовхач 3 і плунжер 4 поворотною пружиною 5 опускається униз. Звільнений над плунжерний простір заповнюється паливом.

Процес подачі палива до форсунки.

При подальшому обертанні розподільного валу 1 навколо своєї осі, кулачок 10 наповнювальний 6 і кулачок 11 відсічного клапана 7 перестають діяти на відповідні штовхачі 9 і наповнювальний 6 та відсічний клапани 7 під дією клапанних пружини 8 закриваються. Водночас, плунжерний кулачок 2 діє на штовхач 3 і плунжер 4, який стискаючи поворотну пружину 5 піднімається уверх. Під дією плунжера 4 паливо подається до паливної форсунки.

Зміна циклової подачі палива.

При необхідності зміни циклової подачі палива, розподільний вал 1 пересувається уздовж своєї осі на відповідну відстань. При цьому плунжерний кулачок 2, що має змінну висоту, діє на штовхач 3 з плунжером 4 і поворотною пружиною 5, змінюючи хід плунжера 4, а відтак і циклову подачу палива.

При необхідності більш точного регулювання циклової подачі палива, виконується повертання наповнювальний 6 і відсічного клапана 7 навколо осі розподільного валу 1.

**Висновки та рекомендації.** Додаткові важелі вимагають точного регулювання у процесі експлуатації, що призводить до підвищеної трудомісткості використання ПНВТ.

Запропонована модернізація дозволяє підвищити ефективність використання дизельного двигуна і зменшити витрати на запасні частини і обслуговування.

Модернізація може бути виконана в умовах виробника двигуна, а встановлена силами машинної команди при виконанні ремонтно-профілактичних робіт на судні.

Запропоноване технічне рішення є універсальним і може бути застосоване на судах з дизельними крейцкопфними двигунами різної потужності.

Застосування модернізованого ПНВТ спрощує привід паливного насоса високого тиску, зменшує кількість проміжних перехідних елементів і зменшує трудомісткість його обслуговування.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Белоусов Е.В. Топливные системы современных судовых дизелей: учебное пособие. Херсон: ХГМА, 2014. – 268 с.
2. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1: М. Моркнига, 2007. - 284 с.
3. Возницкий И.В. Современные двухтактные малооборотные двигатели. СПб.: Моркнига, 2006.
4. Возницкий И.В. MAN B&W Двигатели модельного ряда МС 50-98. Конструкция, эксплуатация и техническое обслуживание. Моркнига, 2008. – 263с.
5. Пат. 146151 Україна, МПК F02M 39/02. Паливний насос з клапанним регулюванням/ Самарін О.Є., Білоусов Є.В., Савчук В.П., Грицук І.В.; заявник і патентовласник Херсонська державна морська академія – № u 2020 05873; заявл. 14.09.20; опубл. 20.01.21, Бюл. №3.

## НОВІ СТАНДАРТИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ В ХОЛОДИЛЬНІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ

Матвеев В.В.

Херсонська державна морська академія, Україна

Більше року команда експертів з *Міжнародного інституту холодильної техніки International Institute of Refrigeration (IIR)* та Американського товариства інженерів з опалення, охолодження та кондиціонування (ASHRAE) працювала разом, щоб узгодити спільні визначення п'яти основних термінів, які характеризують холодильний сектор.

Після тривалих дискусій обидві організації узгодили визначення п'яти термінів.

Англійський термін перекладається російською мовою та його визначення (визначення) англійською та французькою мовами (як це представлено IIR), а також переклад визначень на українську мову.

### **1. Cooling / Охлаждение / Охолодження**

Визначення

Англійська

1. Removal of heat, usually resulting in a lower temperature and/or phase change.
2. Lowering temperature.

Французька

1. Extraction de chaleur entraînant généralement un abaissement de la température et/ou un changement de phase.
2. Abaissement de la température.

Русский

1. Удаление (извлечение) тепла, обычно приводящее к более низкой температуре и/или изменению фазы.
2. Понижение температуры.

Український

1. Видалення (вилучення) тепла, як правило, призводить до зниження температури і / або зміни фази.
2. Зниження температури.

### **2. Refrigeration/Искусственный холод (охлаждение)/**

Визначення

Англійська

1. Cooling of a space, substance or system to lower and/or maintain its temperature below the ambient one (removed heat is rejected at a higher temperature).
2. Artificial cooling.

Французька

1. Refroidissement d'un espace, d'une substance ou d'un système pour abaisser et/ou maintenir sa température audessous de la température ambiante (la chaleur extraite est rejetée à une température plus élevée).
2. Refroidissement artificiel.

Русский

Український

1. Охлаждение пространства, вещества или системы для снижения и/или поддержания ее температуры ниже температуры окружающей среды (отходящее тепло отводится при более высокой температуре).
2. Искусственное охлаждение.

Український

1. Охолодження простору, речовини або системи для зниження та/або підтримки його температури нижче температури навколишнього середовища (відпрацьоване тепло розсіюється при більш високій температурі).
2. Штучне охолодження.

### **3. Chilling/Охлаждение**

Визначення

Англійська

Cooling of a substance without freezing it.

Французька

Refroidissement d'une substance sans la congeler.

Русский

Охлаждение вещества без его замораживания.

Український

Охолодження речовини без його заморожування.

### **4. Freezing/Замораживание, замерзание**

Визначення

Англійська

Solidification phase change of a liquid or the liquid content of a substance, usually due to cooling.

Французька

Transition de phase vers l'état solide d'un liquide ou du contenu liquide d'une substance, généralement due à son refroidissement.

Русский

Фазовый переход в твердое состояние жидкости или жидкого содержимого вещества, как правило, из-за его охлаждения.

Український

Фазовий перехід в твердий стан рідкого або рідкого вмісту речовини зазвичай відбувається за рахунок його охолодження.

### **5. Cold Chain/Холодильная цепь/Холодовый ланцюг**

Визначення

Англійська

Series of actions and equipment applied to maintain a product within a specified low-temperature range from harvest/production to consumption.

Французька

Ensemble des actions successives et des équipements mis en œuvre pour le maintien d'un produit dans une plage spécifiée de basses températures, de sa récolte/production à sa consommation.

Русский

Совокупность последовательных действий и оборудования, применяемых для поддержания продукта в заданном низкотемпературном диапазоне от сбора урожая/производства до потребления.

Український

Набір послідовних дій і обладнання, що використовується для підтримки продукту в заданому низкотемпературному діапазоні від врожаю / виробництва до споживання.

Рада з науки і технологій IIR-International Institute of Refrigeration офіційно схвалила нові рішення 8 лютого.

«Важливо, що відмінності, які могли існувати в цих визначеннях між IIR та ASHRAE, були усунені для більшої узгодженості визначень. Зараз нам здається важливим досягти ще більшої гармонізації на міжнародному рівні, щоб встановити універсальні визначення», – говорить Жан-Люк Дюпон, завідувач відділу науково-технічної інформації IIR.

**З огляду на це, IIR (Міжнародний інститут холодильної техніки) закликає всі національні та регіональні організації та асоціації прийняти та поширити ці визначення.**

#### **Оновлення щодо нових позначень холодоагентів та безпеки Класифікації**

Стандарт ASHRAE 34, «Позначення та класифікація безпеки холодоагентів», встановлює простий спосіб посилання на звичайні холодоагенти, а не за їх хімічною назвою, формула, або торгова назва. ASHRAE присвоює номери і класифікація безпеки холодоагентів на основі токсичності та дані про горючість, надані виробником холодоагенту.

Для чистих сполук цифри засновані на хімічних речовинах формула. Для сумішей номери призначаються послідовно на основі завершення задовільного аналізу даних надається виробником холодоагенту. Інформація є доступний у поточній редакції стандарту ANSI/ASHRAE 34-2019.

Холодильні агенти нумеруються символом R-, за яким слідує Номер, присвоєний ASHRAE.

Ізмери (молекула з такою ж хімічною формулою, що й інша молекула, але з іншою хімічною структурою) позначаються малою літерою після номера (наприклад, R-134a). Суміші холодоагентів, що мають однакові чисті компоненти, але різний склад, позначаються великою літерою після номера (наприклад, R-401A і R-401B).

Холодильні агенти, що мають форму R-4xxx, є зеотропними (суміші двох або більше холодоагентів, рідка і пароподібна фаза яких завжди мають різний склад), тоді як ті, що мають форму R-5xxx, є азеотропними (суміші холодоагентів, рідка і пароподібна фаза яких мають ті самі композиції при певному тиску).

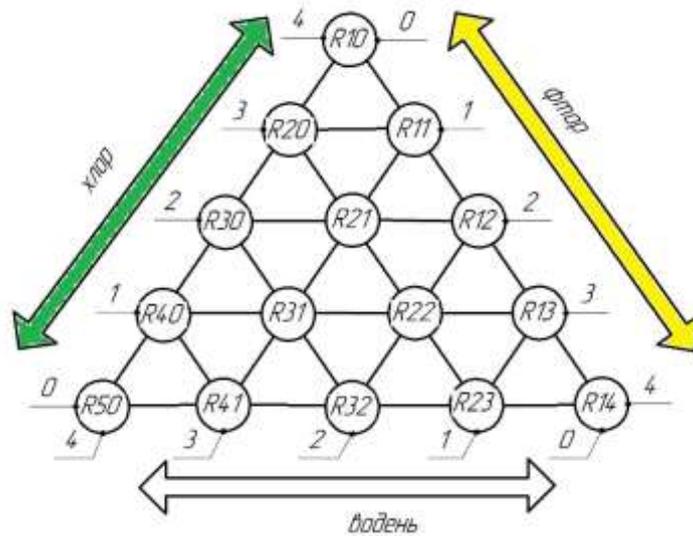


Рисунок 1 – Приклад використання ряду холодоагентів, що містять метан

### Класифікація небезпеки

Стандарт 34 призначає ідентифікаційну літеру та номер кожному холодоагенту, щоб класифікувати його відповідно до небезпеки, пов'язаної з його використанням.

Велика літера позначає клас токсичності на основі допустимого впливу. Цифра позначає горючість.

Наприклад, Стандарт 34 визначає дві класифікації безпеки для токсичності. Клас А позначає холодоагенти меншої токсичності, а клас В позначає холодоагенти більш високої токсичності.

За горючістю існують три класифікації і один підклас. Три основні класифікації займистості - це клас 1, для холодоагентів, які не поширюють полум'я при випробуванні відповідно до стандарту; клас 2, для холодоагентів низької горючості; і клас 3, для легкозаймистих холодоагентів, таких як вуглеводні.

Хоча є класифікації, є екстремальні умови, які разом із характером холодоагенту можуть призводити до підвищеної токсичності.

ASHRAE нещодавно оновила матрицю класифікації безпеки, щоб включити новий підклас горючості 2L для холодоагентів класу горіння 2, які горять дуже повільно. Деякі НФО, які мають дуже низький потенціал глобального потепління, є легкозаймистими і класифікуються як A2L. Це свідчить про те, що вони менш токсичні і мають низьку швидкість горіння (рис. 2)

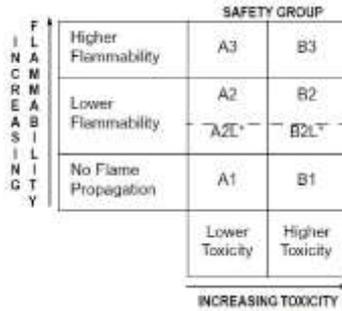


Рисунок 2 – Класифікація небезпеки

**Стандарт ASHRAE 15.** Стандарт безпеки для холодильних систем, встановлює вимоги, які допомагають захистити людей та майно, де розташовані холодильні установки. Додаткова інформація доступна в поточному виданні, ANSI/ASHRAE Standard 15-2019.

Технічні травми та пошкодження майна можуть бути причиною ряду причин, наприклад, розриву частини з розлітаючим сміттям, виділення холодоагенту з розриву або пожежі, що є результатом або посиленого горіння, або дефлаграції холодоагенту або мастила, що витікає. Крім того, внаслідок випадкового викиду холодоагентів у приміщеннях з недостатньою вентиляцією може виникнути травма; наркотичні та серцеві сенсibiliзуючі ефекти; токсична дія пари або продуктів розпаду внаслідок контакту пари з полум'ям або гарячими поверхнями; корозійний вплив на очі, шкіру або інші тканини; або заморожування тканин при контакті з рідиною.

**Нові холодоагенти.** У таблицях на сторінках 3 і 4 перераховані затверджені номери холодоагенту з останнього видання Стандарту 34 і додатків, які були призначені з 2010 року. Дані про потенціал глобального потепління, наведені в таблиці, взяті з таблиць 3 і 4 довідника ASHRAE 2017 року — Основи, розділ 29. Класифікації групи безпеки взято з таблиць 4-1 і 4-2 стандарту 34, а температурні дані взято з таблиць D-1 і D2 стандарту 34.

| Холодильний агент            |                                      |               |  |                             |
|------------------------------|--------------------------------------|---------------|--|-----------------------------|
| Число                        | Хімічна назва                        | Група безпеки | Потенціал глобального потепління GWP100 <sup>b</sup> | Температура кипіння, °F(°C) |
| Ненасичені органічні сполуки |                                      |               |  |                             |
| 1130(E)                      | транс-1,2-дихлоретен                 | B2            | Н/Д  | 117,9(47,7)                 |
| 1132a                        | 1,1-дифтороетилен                    | A2            | Н/Д  | -122,5(-86,7)               |
| 1224yd(Z)                    | (Z)-1-Хлор-2,3,3,3-тетрафторпропен   | A1            | Н/Д  | 58,1(14,5)                  |
| 1233zd(E)                    | транс-1-хлор-3,3,3-трифторо-1-пропен | A1            | 1  | 64,6(18,1)                  |
| 1234ze(E)                    | транс-1,3,3,3-тетрафторо-1-пропен    | A2L           | <1   | -2,2(-19,0)                 |
| 1311                         | трифторо йодометан                   | A1            | Н/Д  | -7,4(-21,9)                 |
| 1336mzz(E)                   | транс-1,1,1,4,4,4-гексафторо-2-бутен | A1            | Н/Д  | 45,3(7,4)                   |
| 1336mzz(Z)                   | цис-1,1,1,4,4,4-гексафторо-2-бутен   | A1            | 2  | 91,4(33,4)                  |

| Суміші холодоагенту |  |                    |   |                          |                 |                          |                 |
|---------------------|--|--------------------|---|--------------------------|-----------------|--------------------------|-----------------|
| Номір               | Склад (Маса %)а  | Безпеки Групування | Потенціал глобально го потепління (GWP100b) | Бульб ашко ва точка, °Fa | Роса Точ ка °Fa | Бульб ашко ва точка, °Ca | Роса Точ ка °Ca |
| Зеотропні           |  |                    |   |                          |                 |                          |                 |
| 407Ф                | P-32/125/134a (30,0/30,0/40,0)                           | A1                 | 1670  | -51.0                    | -               | -46.1                    | -               |
| 407Г                | P-32/125/134a (2,5/2,5/95,0)                             | A1                 | Н/Дв  | -20.6                    | -               | -29.2                    | -               |
| 407Н                | P-32/125/134a (32,5/15,0/52,5)                           | A1                 | Н/Дв  | -48.5                    | -               | -44.7                    | -               |
| 407І                | P-32/125/134a (19,5/8,5/72,0)                            | A1                 | Н/Дв  | -39.6                    | -               | -39.8                    | -               |
| 417Б                | P-125/134a/600 (79,0/18,3/2,7)                           | A1                 | 2740  | -48.8                    | -               | -44.9                    | -               |
| 417С                | P-125/134a/600 (19,5/78,8/1,7)                           | A1                 | Н/Дв  | -26.9                    | -               | -32.7                    | -               |
| 419Б                | P-125/134a/E170 (48,5/48,0/3,5)                          | A2                 | Н/Дв  | -35.3                    | -               | -37.4                    | -               |
| 422Е                | P-125/134a/600a (58,0/39,3/2,7)                          | A1                 | Н/Дв  | -43.2                    | -               | -41.8                    | -               |
| 436С                | P-290/600a (95,0/5,0)                                    | A3                 | Н/Дв  | -42.7                    | -               | -41.5                    | -               |
| 439А                | P-32/125/600a (50,0/47,0/3,0)                            | A2                 | 1830  | -61.6                    | -               | -52.0                    | -               |
| 440А                | P-290/134a/152a (0,6/1,6/97,8)                           | A2                 | 156   | -13.9                    | -               | -25.5                    | -               |
| 441А                | P-170/290/600a/600 (3,1/54,8/6,0/36,1)                   | A3                 | 5   | -43.4                    | -               | -41.9                    | -               |
| 442А                | P-32/125/134a/152a/227ea (31,0/31,0/30,0/3,0/5,0)        | A1                 | 1750  | -51.7                    | -               | -46.5                    | -               |
| 443А                | P-1270/290в/600a (55,0/40,0/5,0)                         | A3                 | 4   | -48.6                    | -               | -44.8                    | -               |
| 444А                | P-32/152a/1234ze(E) (12,0/5,0/83,0)                      | A2L                | 89  | -29.7                    | -               | -34.3                    | -               |
| 444Б                | P-32/152a/1234ze(E) (41,5/10,0/48,5)                     | A2L                | 295   | -48.3                    | -               | -44.6                    | -               |
| 445А                | P-744/134a/1234ze(E) (6,0/9,0/85,0)                      | A2L                | 118   | -58.5                    | -               | -50.3                    | -               |
| 446А                | P-32/1234ze(E)/600 (68,0/29,0/3,0)                       | A2L                | 461   | -56.9                    | -               | -49.4                    | -               |
| 447А                | R-32/125/1234ze(E) (68,0/3,5/28,5)                       | A2L                | 572   | -56.7                    | -               | -49.3                    | -               |
| 447Б                | R-32/125/1234ze(E) (68,0/8,0/24,0)                       | A2L                | Н/Дв  | -58.2                    | -               | -50.1                    | -               |
| 448А                | P-32/125/1234yf/134a/1234ze(E) (26,0/26,0/20,0/21,0/7,0) | A1                 | 1360  | -50.6                    | -               | -45.9                    | -               |
| 449А                | R-32 /125 /1234yf /134a (24,3/24,7/25,3/25,7)            | A1                 | 1280  | -50.8                    | -               | -46,0                    | -               |

Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування

|      |  |     |                  |       |      |       |   |      |   |      |
|------|--|-----|------------------|-------|------|-------|---|------|---|------|
| 449B | R-32/125/1234yf/134a<br>(25.2/24.3/23.2/27.3)              | A1  | 1300             | -51.0 | -    | -46.1 | - | 40.4 | - | 40.2 |
| 449C | R-32/125/1234yf/134a<br>(20.0/20.0/31.0/29.0)              | A1  | N/Ac             | -48.3 | -    | -44.6 | - | 36.6 | - | 38.1 |
| 450A | R-134a/1234ze(E) (42.0/58.0)                               | A1  | 547              | -10.1 | -9.0 | -23.4 | - | -    | - | 22.8 |
| 451A | R-1234yf/134a (89.8/10.2)                                  | A2L | 133              | -23.4 | -    | -30.8 | - | 22.9 | - | 30.5 |
| 451B | R-1234yf/134a (88.8/11.2)                                  | A2L | 146              | -23.8 | -    | -31.0 | - | 23.1 | - | 31.0 |
| 452A | R-32/125/1234yf<br>(11.0/59.0/30.0)                        | A1  | 1952             | -52.6 | -    | -47.0 | - | 45.8 | - | 43.2 |
| 452B | R-32/125/1234yf<br>(67.0/7.0/26.0)                         | A2L | N/A <sup>c</sup> | -59.8 | -    | -51.0 | - | 58.5 | - | 50.3 |
| 452C | R-32/125/1234yf<br>(12.5/61.0/26.5)                        | A1  | N/Ac             | -53.5 | -    | -47.5 | - | 47.6 | - | 44.2 |
| 453A | R32/125/134a/227ea/600/60a<br>(20.0/20.0/53.8/5.0/0.6/0.6) | A1  | 1640             | -44.0 | -    | -42.2 | - | 31.0 | - | 35.0 |
| 454A | R-32/1234yf (35.0/65.0)                                    | A2L | 238              | -55.1 | -    | -48.4 | - | 42.9 | - | 41.6 |
| 454B | R-32/1234yf (68.9/31.1)                                    | A2L | 467              | -59.6 | -    | -50.9 | - | 58.0 | - | 50.0 |
| 454C | R-32/1234yf (21.5/78.5)                                    | A2L | N/A <sup>c</sup> | -50.8 | -    | -46.0 | - | 36.0 | - | 37.8 |
| 455A | R-744/32/1234yf<br>(3.0/21.5/75.5)                         | A2L | N/Ac             | -60.9 | -    | -51.6 | - | 38.4 | - | 39.1 |
| 456A | R-32/134a/1234ze(E)<br>(6.0/45.0/49.0)                     | A1  | N/Ac             | -22.7 | -    | -30.4 | - | 14.1 | - | 25.6 |
| 457A | R-32/1234yf/152a<br>(18.0/70.0/12.0)                       | A2L | N/Ac             | -44.9 | -    | -42.7 | - | 31.9 | - | 35.5 |
| 458A | R-32/125/134a/227ea/236fa<br>(20.5/4.0/61.4/13.5/0.6)      | A1  | N/Ac             | -39.6 | -    | -39.8 | - | 26.3 | - | 32.4 |
| 459A | R-32/1234yf/1234ze(E)<br>(68.0/26.0/6.0)                   | A2L | N/Ac             | -58.6 | -    | -50.3 | - | 55.5 | - | 48.6 |
| 459B | R-32/1234yf/1234ze(E)<br>(21.0/69.0/10.0)                  | A2L | N/Ac             | -47.2 | -    | -44.0 | - | 33.0 | - | 36.1 |
| 460A | R-32/125/134a/1234ze(E)<br>(12.0/52.0/14.0/22.0)           | A1  | N/Ac             | -48.3 | -    | -44.6 | - | 35.0 | - | 37.2 |
| 460B | R-32/125/134a/1234ze(E)<br>(28.0/25.0/20.0/27.0)           | A1  | N/Ac             | -49.4 | -    | -45.2 | - | 34.8 | - | 37.1 |
| 460C | R-32/125/134a/1234ze(E)<br>(2.5/2.5/46.0/49.0)             | A1  | N/Ac             | -20.6 | -    | -29.2 | - | 14.8 | - | 26.0 |
| 461A | R-125/143a/134a/227ea/600a<br>(55.0/5.0/32.0/5.0/3.0)      | A1  | N/Ac             | -44.0 | -    | -42.0 | - | 38.0 | - | 37.0 |
| 462A | R-32/125/143a/134a/600<br>(9.0/42.0/2.0/44.0/3.0)          | A2  | N/Ac             | -44.7 | -    | -42.6 | - | 33.9 | - | 36.6 |
| 463A | R-744/32/125/1234yf/134a<br>(6.0/36.0/30.0/14.0/14.0)      | A1  | N/Ac             | -73.1 | -    | -58.4 | - | 52.4 | - | 46.9 |
| 464A | R-32/125/1234ze(E)/227ea<br>(27.0/27.0/40.0/6.0)           | A1  | N/Ac             | -51.7 | -    | -46.5 | - | 34.4 | - | 36.9 |
| 465A | R-32/290/1234yf<br>(21.0/7.9/71.1)                         | A2  | N/Ac             | -61.2 | -    | -51.8 | - | 40.0 | - | 40.0 |
| 466A | R-32/125/13I1<br>(49.0/11.5/39.5)                          | A1  | N/Ac             | -61.1 | -    | -59.8 | - | 51.7 | - | 51.0 |

Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування

|      |  |     |      |        |       |       |       |
|------|--|-----|------|--------|-------|-------|-------|
| 467A | R-32/125/134a/600a<br>(22.0/5.0/72.4/0.6)                                  | A2L | N/Ac | -40.9  | -27.9 | -40.5 | -33.3 |
| 468A | R-1132a/32/1234yf<br>(3.5/21.5/75.0)                                       | A2L | N/Ac | -60.3  | -38.2 | -51.3 | -39.0 |
| 469A | R-744/R-32/R-125<br>(35.0/32.5/32.5)                                       | A1  | N/Ac | -109.3 | -78.7 | -78.5 | -61.5 |
| 470A | R744/32/125/134a/1234ze(E)/<br>227ea<br>(10.0/17.0/19.0/7.0/44.0/3.0)      | A1  | N/Ac | -80.7  | -32.1 | -62.7 | -35.6 |
| 470B | R-<br>744/32/125/134a/1234ze(E)/22<br>7ea<br>(10.0/11.5/11.5/3.0/57.0/7.0) | A1  | N/Ac | -79.1  | -24.5 | -61.7 | -31.4 |

| Холодильний агент |                                       |               |  |                             |
|-------------------|---------------------------------------|---------------|--|-----------------------------|
| Номір             | Склад (Маса %)                        | Група безпеки | Потенціал глобального потепління GWP100 <sup>b</sup> | Температура кипіння, °F(°C) |
| Азеотропні        |                                       |               |  |                             |
| 511A              | R-290/E170 (95.0/5.0)                 | A3            | 5  | -43.7 (-42.1)               |
| 512A              | R-134a/152a (5.0/95.0)                | A2            | 196  | -11.2 (-24.0)               |
| 513A              | R-1234yf/134a (56.0/44.0)             | A1            | 573  | -20.6 (-29.2)               |
| 513B              | R-1234yf/134a (58.5/41.5)             | A1            | N/A <sup>c</sup>                                     | -20.6 (-29.2)               |
| 514A              | R-1336mzz(Z)/1130(E)<br>(74.7/25.3)   | B1            | N/Ac   | 84.2 (29.0)                 |
| 515A              | R-1234ze(E)/227ea (88.0/12.0)         | A1            | N/Ac   | -2.0 (-18.9)                |
| 515B              | R-1234ze(E)/227ea (91.1/8.9)          | A1            | N/Ac   | -2.3 (-19.0)                |
| 516A              | R-1234yf/134a/152a<br>(77.5/8.5/14.0) | A2L           | N/Ac   | -20.9 (-29.4)               |

ЛІТЕРАТУРА

1. UN environment. United Nations Environment Programme. ASHRAE. April 2020.

## КОНЦЕПЦІЯ СТВОРЕННЯ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ДЛЯ БЕЗПЛОТНИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ З МІНІМАЛЬНИМ МІДЕЛЕМ

<sup>1</sup>Білоусов Є.В., <sup>1</sup>Савчук В.П., <sup>2</sup>Білогуб О.В., <sup>3</sup>Білоусова Т.П.

<sup>1</sup>Херсонська державна морська академія, Україна

<sup>2</sup>Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Україна

<sup>3</sup>Херсонський державний аграрно-економічний університет, Україна

Досвід ведення бойових дій останніх років, включаючи і події, що відбуваються зараз у нашій країні, показав, що використання безпілотних літальних апаратів (далі БПЛА) істотно впливає на їх ефективність і результат. Бурхливий розвиток військових технологій пов'язаних з використанням дронів спричинило відновлення інтересу до авіаційних поршневих двигунів, особливо в секторі середніх БПЛА ударного і розвідувально-ударного призначення.

Аналіз стану питання показує, що на надмалих (масою до 1 кг), особливо малих (масою до 30 кг) і малих (маса до 200 кг) БПЛА переважно використовуються електричні двигуни які ефективні при польотах на відносно невеликих висотах та швидкостях. Поршнєві двигуни застосовуються на малих, середніх БПЛА (маса 200...1000 кг) і рідше на важких (масою більше 1000 кг) з дозвуковими швидкостями і висотами польоту до 8000 м. При цьому до потужності в 150 кВт використовуються переважно бензинові двигуни, а за більшої потужності ефективніше використовувати турбодизелі чи турбокомпаундні дизелі. При потужностях, що перевищують 500 кВт, поршнєві двигуни починають поступатися ГТД.

У ході бойових дій в Україні найбільшу ефективність виявили середні БПЛА ударно-тактичного призначення. До цього класу належить Турецький ударний оперативно тактичний середньовисотний безпілотний літальний апарат Bayraktar TB2, що стоїть на озброєнні ЗСУ (рис. 1). З чотирма ракетами на підвісці цей БПЛА може перебувати у повітрі понад 12 годин. За інформацією з відкритих джерел даний апарат оснащується чотирициліндровим бензиновим двигуном типу Rotax 912 потужністю 73,5 кВт [1]. Спочатку цей двигун розроблявся для легкомоторної авіації, де він себе добре зарекомендував. При цьому, судячи з конструкції планера, мідельний переріз використовуваного двигуна істотно вплинув на прийняті конструктивні рішення. Цілком очевидно, що подальший розвиток даного класу БПЛА вимагатиме створення двигунів, які максимально відповідають специфічним вимогам, які в найбільш загальному вигляді можна сформулювати наступним чином:

- високі масогабаритні показники;
- простота конструкції та, як наслідок, низька вартість;
- низька витрата палива;
- інтегрована конструкція з понижувальним редуктором;
- хороша врівноваженість;
- низька шумність у роботі;
- низький рівень електромагнітних перешкод;
- форма зручна для інтеграції у конструкцію планера;
- можливість використовувати автомобільні палива.



Рисунок 1 – Турецький ударний оперативно-тактичний середньовисотний безпілотний літальний апарат Bayraktar TB2 з двигуном Rotax 912 [1]

Максимальна злітна маса – 650 кг  
Максимальна швидкість – 222 км/г  
Крейсерська швидкість – 130 км/г  
Макс. висота польоту – 8200 м  
Радіус дії – 150 км  
Вантажопідйомність – 55 кг  
Автономність – до 24 год.

Якщо перелічені вимоги в цілому можна застосувати до всіх авіадвигунів, останні два є найбільш характерними для БПЛА. Враховуючи обмежені габарити планера, особливо в мідельному перерізі, застосовувані двигуни повинні мати мінімальну фронтальну проекцію на площину перпендикулярну до осі обертання гвинта.

Необхідність використання звичайних автомобільних палив пояснюється складністю логістики доставки малих партій спеціальних палив та відсутністю стаціонарних баз дислокації літальних апаратів даного типу.

Як показує досвід бойового застосування, ударний БПЛА за свій життєвий цикл робить кілька десятків вильотів. Виходячи з цього, можна припустити, що для деяких типів суттєво можуть бути знижені вимоги до ресурсу двигуна (БПЛА камікадзе, ударні БПЛА) на користь поліпшення масогабаритних показників, оскільки ефективність бойового застосування безпосередньо залежить від маси доставлених до місця удару боєприпасів.

Вся історія створення та розвитку авіаційних поршневих двигунів – це історія боротьби за компактність, потужність та надійність при мінімальному мідельному перерізі двигуна. З'явившись на зорі авіації компактні двигуни із зіркоподібним розташуванням циліндрів мали великий мідельний переріз, що при зростанні швидкостей сильно ускладнювало вдосконалення аеродинамічних характеристик планера. У зв'язку з цим з'явився запит на пошук нових рішень, серед яких були, перехід до двотактного циклу, створення дизельних варіантів авіаційних двигунів, застосування нових конструкторських і компоновочних рішень.

Найбільш успішним у цьому напрямі виявився німецький концерн Junkers, який з 1927 року почав розробляти авіаційний дизельний двигун нового типу, який згодом отримав позначення Jumo-204, що працює за двотактним циклом. Двигун мав 6 циліндрів, у яких розташовувалися 12 поршнів, що рухаються назустріч один одному (рис. 2).



Рисунок 2 – Двигун Jumo-204 у лабораторії кафедри конструкції авіаційних двигунів НАКУ (ХАІ) ім. М.Є. Жуковського (Харків)

Модель двигуна Jumo-205A

|  |  |
|--|--|
| Виконання  | рядний 2-х тактний<br>6-ти циліндровий |
| Охолодження                                      | водяне                                 |
| Діаметр циліндрів, мм                            | 105                                    |
| Хід поршня, мм                                   | 2×160                                  |
| Робочий об'єм, л                                 | 16,6                                   |
| Нагнітач   | турбокомпресор                         |
| Редукція гвинта                                  | 0,630                                  |
| Суха маса, кг                                    | 805                                    |
| Стартова потужність кВт.<br>при хв <sup>-1</sup> | 650<br>2800                            |
| Середня швидкість поршня, м/с                    | 14,9                                   |
| Висота над рівнем моря, м                        | 6000                                   |
| Витрата палива кг/кВт×год                        | 231                                    |
| Питома потужність кг/кВт <sup>1,23</sup>         |  |
| Питома потужність кВт/л                          | 39,2                                   |

Спочатку ідея двигуна із зустрічним рухом поршнів стосовно двигунів внутрішнього згоряння була висловлена Вільгельмом Ехельхойзером (рис. 3.а) [2]. Однак технічна реалізація і доведення цієї ідеї до успішного комерційного використання було здійснено вже після смерті Ехельхойзера, його учнем і послідовником німецьким підприємцем і вченим доктором Гуго Юнкерсом (рис. 3.б), засновником компанії Junkers [3].

Згодом цей двигун, що призначався для комерційної авіації, зазнав кількох модифікацій, що відрізнялися діаметром циліндрів, вихідною потужністю, ресурсом і рядом інших параметрів. Двигуни цього компоновання успішно використовувалися в авіації до повного витіснення поршневих машин газотурбінними двигунами.

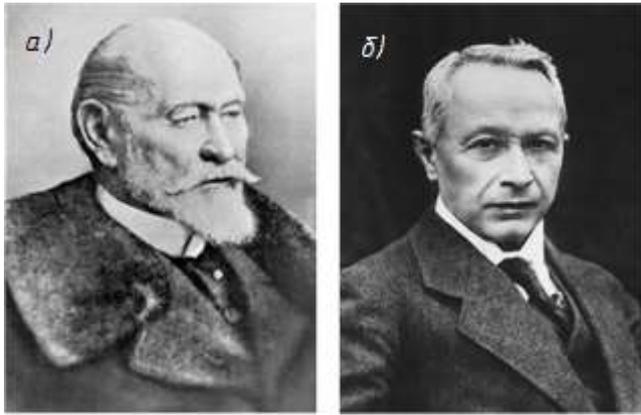


Рисунок 3 – Юстус Вильгельм Эхельхойзер (Justus Wilhelm Oechelhaeuser) (26.08.1820-25.09.1902) (а)  
Генріх Гуго Юнкерс (Heinrich Hugo Junkers) (03.02.1859-03.02.1935) (б)

Вузька витягнута форма дозволяла суттєво зменшити мідельний перетин, однак і при такому компонуванні, форма моторної гондoli була далека від ідеальної циліндричної форми (рис. 4).



Рисунок 4 – Літак Ju 52/3m з трьома дизельними двигунами JUMO 205 С

Крім авіації, завдання зниження мідельного перерізу дуже гостро стояло перед розробниками двигунів торпед. З першого дня появи цього виду озброєнь, постало питання про ефективні двигуни для їх приводу. Враховуючи, що щільність води майже в 800 разів вища ніж у повітря, питання вдосконалення форми та зниження мідельного перерізу торпед мали вирішальне значення для їх розвитку. Практично відразу ж із першими торпедами, з'явилися й патенти на поршневі двигуни для них у яких перевага віддавалася аксіальному розташуванню робочих циліндрів (рис. 4.) [4].

Як приводний механізм зазвичай використовувалася похила шайба (рис. 4.) або кулачковий механізм, в пізніших конструкціях використовувалися z-обрізнi колінчасті вали. Ключова перевага аксіальних двигунів полягає в тому, що робочі циліндри розташовані паралельно один до одного. Це дає можливість розмістити вихідний вал паралельно поршням, а не під 90°, як у звичайних двигунів з колінчастим валом. Прикладом сучасного використання аксіально-поршневих двигунів із похилою шайбою може служити силова установка американської торпеди Mark-48, обладнаної двигуном потужністю 500 к.с. (рис. 5) [5]. Двигун працює на монопаливі типу Отто II, розробленому у США спеціально для двигунів торпед, що дозволяє отримувати енергію без подачі в двигун повітря.

Відомі спроби використання аксіально-поршневих двигунів в авіації. У 1911 році компанія Mascomber Rotary Engine Company (США) випустила на ринок один з перших авіаційних аксіально-поршневих двигунів внутрішнього згорання. Це був семициліндровий двигун із змінним ступенем стиснення шляхом зміни кута нахилу шайби, та регулювання, таким чином, ходу поршнів.

Аналогічну конструкцію мали двигуни фірми Fairdiesel Limited, яка випускала 7-циліндрові двигуни з поршнями розташованими аксіально (рис. 6) [5].

Продовжуються спроби вдосконалити аксіально-поршневі двигуни і в даний час, так, ряд компаній, таких як: Dyna-Cam, Fairdiesel, Duke Engines мають власні програми з їх створення

та дослідження.

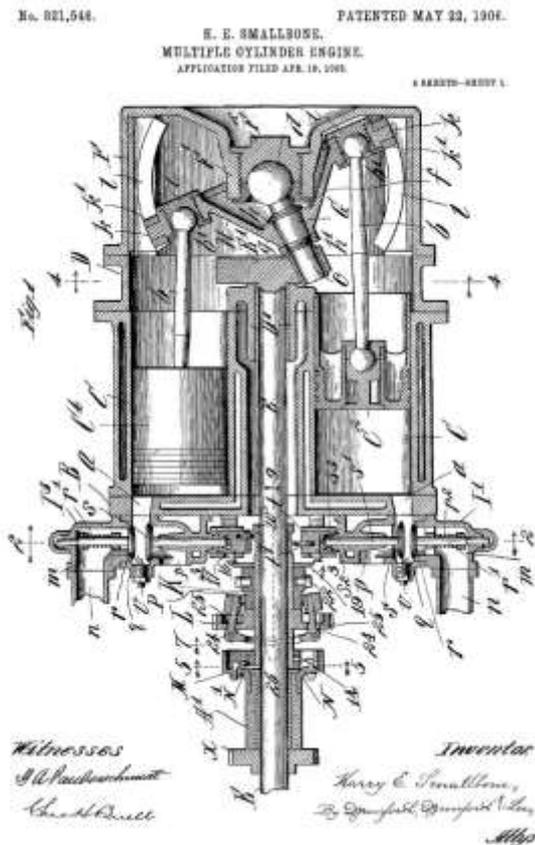


Рисунок 4 – Патент США № 821546 на аксіально-поршневий двигун з шайбою, що коливається, від 1905 року



Рисунок 5 – Загальний вигляд і силова установка сучасної торпеди Mark-48 (США) обладнаної аксіально-поршневим двигуном потужністю 370 кВт



Рисунок 6 – Загальний вигляд 7-циліндрового аксіально-поршневого авіаційного двигуна Almen A-4 фірми Fairdiesel Limited (1911)

Основною проблемою всіх аксіальних двигунів з шайбовими або кулачковими механізмами була і є низька надійність механізму перетворення поступального руху в обертальний. Високі питомі навантаження і значні бічні складові сил, що передаються, призводять до швидкого зносу і руйнування елементів передавального механізму. Якщо для двигунів торпед, у яких час використання обчислюється хвилинами це цілком прийнятно, то для авіаційних систем, навіть бойового застосування наведений недолік є серйозним обмеженням.

Авторами зроблено спробу концептуально об'єднати два розглянуті вище підходи до створення компактного авіаційного двигуна, а саме розмістити одноциліндрові модулі з поршнями, що зустрічно рухаються, аксіально, вздовж осі вихідного валу.

Для синхронізації всіх модулів між собою використовується зубчаста конічна передача, яка крім функцій синхронізації виконує ще й функції понижуючого редуктора, що є обов'язковим атрибутом високооборотного авіаційного двигуна.

На рис. 7 представлений ескізний проект запропонованого варіанта двигуна в чотирициліндровому виконанні, хоча, зрозуміло, число циліндром може змінюватись. Представлений варіант передбачає організацію робочого процесу за циклом Отто з використанням у якості палива автомобільних бензинів.

У поєднанні з сучасними технологіями упорскування легкого палива в робочий простір двигуна, високоенергетичні системи запалювання та інші інноваційні рішення останніх років, використання запропонованої конструкції дозволяє розраховувати на отримання характеристик наведених у табл. 1. Розрахункова індикаторна діаграма робочого процесу, наведена на рис. 8.

Використання тунельної конструкції встановлення колінчастих валів дозволяє застосовувати як опорні, стандартні підшипники кочення, а самим колінчастим валам надати максимально просту форму.

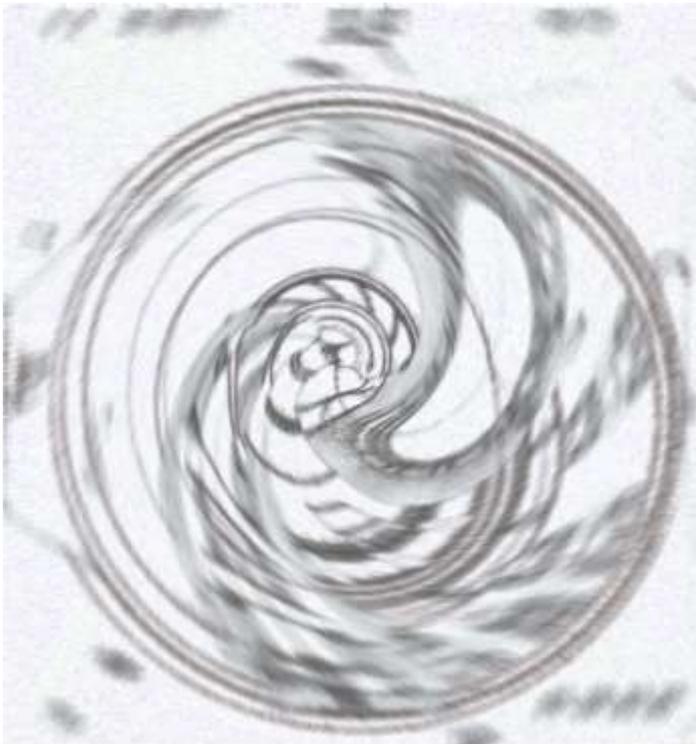


Рисунок 7 – Ескізний проект аксіально-поршневого двигуна з поршнями, що зустрічно рухаються, в чотирициліндровому виконанні: 1 – вихідний вал редуктора; 2 – корпус компресора з дифузором та уліткою; 3 – планетарний мультиплікатор; 4 – кришка корпусу передня; 5 – підшипник вала редуктора (3007709A); 6 – кришка тунелю колінчастого валу; 7 – штуцер підведення масла до колінчастого валу; 8 – вал колінчастий; 9 – підшипники колінчастого валу (3007709A); 10 – шестерня редуктора відома, передня; 11 – шестерня колінчастого валу ведуча; 12 – шатун; 13 – вікна продувальні; 14 – втулка циліндра; 15 – передній напівкорпус; 16 – поршень; 17 – випускні вікна; 18 – задній напівкорпус; 19 – кришка корпусу задня; 20 – випускний патрубок; 21 – кришка електрогенератора; 22 – статор електрогенератора; 23 – ротор електрогенератора; 24 – зубчастий диск датчика положення валу; 25 – паливна форсунка; 26 – футорка під паливну форсунку; 27 – випускний канал; 28 – футорка під свічку запалювання; 29 – свічка запалювання; 30 – впускний канал; 31 – масляний піддон; 32 – сальник вала редуктора задній; 33 – масляний насос; 34 – впускний ресивер

Стандартні підшипники використовуються для встановлення головного силового валу, що проходить через картер двигуна та встановленого між двома кришками, які закривають картер. На передній (лівій, рис. 7) кришці встановлюється продувний насос радіально-відцентрового типу з планетарним мультиплікатором, а на задній кришці масляний насос та електричний генератор для покриття потреби в електроенергії як самого двигуна, так і інших споживачів БПЛА.

Таблиця 1 – Розрахункові параметри двигуна

| Параметр                            | Значення               |
|-------------------------------------|------------------------|
| Потужність ефективна                | 160 кВт                |
| Частота обертання колінчастих валів | 4000 $\text{мин}^{-1}$ |
| Частота обертання рала редуктора    | 2000 $\text{мин}^{-1}$ |
| Число циліндрів                     | 4 шт.                  |
| Робочий об'єм                       | 2513 $\text{см}^3$     |
| Діаметр циліндра                    | 100 мм                 |
| Хід поршня                          | 2×40 мм                |
| Висота продувних вікон              | 5 мм                   |
| Висота випускних вікон              | 5 мм                   |
| Ступінь стиснення геометрична       | 10,2                   |
| Ступінь стиснення дійсна            | 9,06                   |
| Тиск повітря на вході               | 0,108 МПа              |
| Тиск у кінці стиснення              | 1,86 МПа               |
| Максимальний тиск циклу             | 6,5 МПа                |
| Середня швидкість поршня            | 5,34 м/с               |
| Питома ефективна витрата палива     | 275 г/(кВт×год)        |
| Витрата повітря                     | 0,194 кг/с             |
| Частота обертання продувного насоса | 10000 $\text{хв}^{-1}$ |

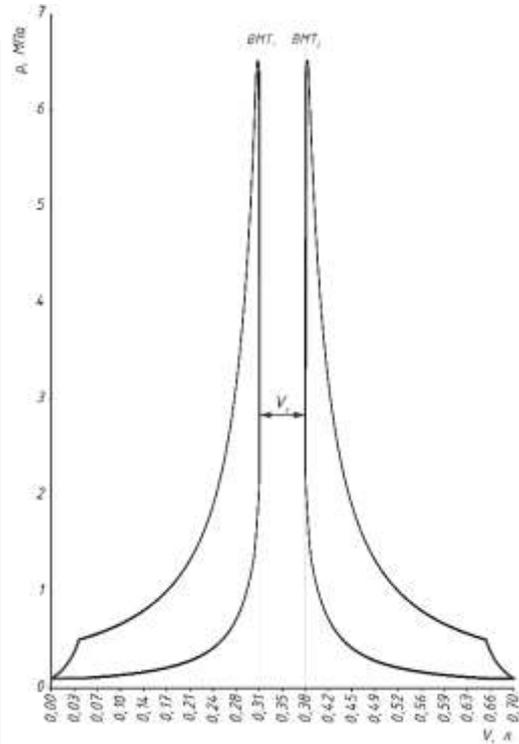


Рисунок 8 – Розрахункова індикаторна діаграма робочого процесу

Всі елементи двигуна за винятком корпусних деталей мають просту та технологічну конструкцію, що, на думку авторів, має спростити та здешевити сам двигун загалом. Використання схеми з поршнями, що зустрічно рухаються, дозволяє повністю позбутися механізму газорозподілу, так само спростивши і здешевивши конструкцію

Попередній аналіз схеми двигуна (рис.7) окреслив основні питання, що, так чи інакше, постануть перед розробниками конструкції:

1. Силова схема;
2. Система валопроводів відбору потужності;
3. Мультиплікатор приводу колеса компресора відцентрового нагнітача;
4. Системи рідинного охолодження та змащування;
5. Система випуску відпрацьованих газів.

Зрозуміло, що це далеко не весь перелік питань, які потрібно буде вирішити при роботі над двигуном, але на початковому етапі ми вирішили почати з оцінки можливості застосування алюмінієвого сплаву для картерів двигуна.

От же основним несучим і найбільш відповідальним елементом конструкції є картер двигуна, що складається з двох напівкорпусів, в які інтегровані основні силові елементи і канали для підведення до робочих поверхонь технологічних рідин, а також підведення повітря до робочих циліндрів і відведення від них відпрацьованих газів.

Проектування та перевірка на розкриття картера була виконана з використанням 3D моделювання у програмі SolidWorks (рис. 9).

Аналіз показав недостатню жорсткість початкового варіанту, але доопрацювання показало можливість підвищення жорсткості без суттєвого збільшення маси, що дає надію на подальшу роботу.



Рисунок 9 – Картер двигуна складається з двох напівкорпусів з інтегрування в нього силовими елементами і каналами для підведення до робочих поверхонь технологічних рідин, а так само підведення повітря до робочих циліндрів і відведення від них газів, що відпрацювали (а) і його перевірка на розкриття стику (б)

**Висновки.** Попереднє опрацювання конструкції аксіально-поршневого двигуна із зустрічним рухом поршнів, дозволяє розраховувати на отримання досить високих показників як енергетичних, так і масогабаритних. Як показали попереднє моделювання та розрахунки, при доведенні даної конструкції двигуна його питома маса може бути знижена до значень менше 1 кг/кВт. У представленому варіанті мідельна питома площа становитиме близько 10 см<sup>2</sup>/кВт, а коефіцієнт відхилення мідного перерізу від круглої форми – 0,92...0,95, залежно від конструкції зовнішніх систем.

Автори дякують студентам 1-2 курсів факультету авіаційних двигунів НАКУ «ХАІ» за допомогу в 3D моделюванні окремих деталей і старшому викладачу кафедри конструкції авіадвигунів Е.В. Марценюку за допомогу в аналізі напруженого стану картерів.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. <https://armyinform.com.ua/2019/08/09/ukrayina-bude-zakupovuvaty-tureczki-udarni-bezpilotnyky-bayraktar-tb2/> (електронний ресурс, дата звернення 26.08.22)
2. <http://dingler.culture.hu-berlin.de/article/pj329/ar329001> (електронний ресурс, дата звернення 26.08.22)
3. [https://en.wikipedia.org/wiki/Hugo\\_Junkers](https://en.wikipedia.org/wiki/Hugo_Junkers) (електронний ресурс, дата звернення 26.08.22)
4. Патент США № 821546 Multiple cylinder engine. от May 22.1906. Н. Е. Smallbone. Application filed Apr. 10.1905.
5. МК 48 Mod 6AT ASW/ASUW WEAPON OF CHOICE

## ГЕНЕРАТОР УНІВЕРСАЛЬНОГО 15-и ПАРАМЕТРИЧНОГО КРИЛОВОГО ПРОФІЛЮ

Король Ю.М.<sup>1</sup>, Корнелюк О.М.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Україна

<sup>2</sup>Херсонська державна морська академія, Україна

**Вступ.** Гідродинамічна ефективність крила залежить від багатьох факторів, але безумовним лідером серед них є форма профілю крила, тому процес створення новітніх профільних перетинів триває й досі. Спочатку [1] форми профільних перетинів крила зберігалися у вигляді таблиць певної системи безрозмірних координат точок профілю. Використання фіксованої параметризації форми профілю [2] сприяло створенню їх математичних моделей і програм-генераторів, які дозволили суттєво скоротити початкові данні для побудови профільних перетинів без втрати точності і інформативності. Далі за допомогою методу безперервної параметризації були створені алгоритми і програма для генерації профілю дуже широкого класу Parsec Foil [3]. Ідею цього методу авторами було покладено в основу створення генератора універсального 15-и параметричного профілю крила.

**Основні результати дослідження.** Будемо вважати, що NUS2022\_15 – авторський 15-й параметричний профіль крила описується рівнянням

$$y_s = y_c(x) \pm y_t(x), \quad (1)$$

при цьому ординати середньої лінії профілю  $y_c(x)$  видаються у вигляді

$$y_c(x) = \begin{cases} y_{cm} \varphi_0(x), & \text{для } x \leq x_{cm}; \\ y_{cm} \varphi_1(x), & \text{для } x \geq x_{cm}, \end{cases} \quad (2)$$

де  $y_{cm}$  – максимальна ордината середньої лінії профілю при абсцисі  $x = x_{cm}$ ,

$\varphi_0(x) = \sum_{i=1}^4 c_i x^i$ ;  $\varphi_1(x) = \sum_{i=1}^5 d_i x^i$ , причому коефіцієнти  $c_i$  і  $d_i$  повинні бути обрані таким чином,

щоб виконувались такі умови:

$$\begin{aligned} \left. \frac{d\varphi_0}{dx} \right|_{x=0} &= dyc0; \quad \varphi_0(x_{cm}) = 1; \quad \left. \frac{d\varphi_0}{dx} \right|_{x=x_{cm}} = 0; \quad \left. \frac{d^2\varphi_0}{dx^2} \right|_{x=x_{cm}} = d2yc0; \\ \varphi_1(x_{cm}) &= 1; \quad \left. \frac{d\varphi_1}{dx} \right|_{x=x_{cm}} = 0; \quad \left. \frac{d^2\varphi_1}{dx^2} \right|_{x=x_{cm}} = d2yc1; \quad \varphi_1(1) = 0; \quad \left. \frac{d\varphi_1}{dx} \right|_{x=1} = dyc1. \end{aligned} \quad (3)$$

Тоді для визначення цих коефіцієнтів можна скласти системи лінійних алгебраїчних рівнянь

$$\sum_{j=1}^4 a_{ij} c_j = b_i; \quad i = 1, \dots, 4; \quad \sum_{j=1}^5 \alpha_{ij} d_j = \beta_i; \quad i = 1, \dots, 5, \quad (4)$$

в яких  $a_{11} = 1$ ;  $a_{12} = 0$ ;  $a_{13} = 0$ ;  $a_{14} = 0$ ;  $b_1 = dyc0$ ;

$a_{21} = x_{cm}$ ;  $a_{22} = x_{cm}^2$ ;  $a_{23} = x_{cm}^3$ ;  $a_{24} = x_{cm}^4$ ;  $b_2 = 1$ ;

$a_{31} = 1$ ;  $a_{32} = 2x_{cm}$ ;  $a_{33} = 3x_{cm}^2$ ;  $a_{34} = 4x_{cm}^3$ ;  $b_3 = 0$ ;

$a_{41} = 0$ ;  $a_{42} = 2$ ;  $a_{43} = 6x_{cm}$ ;  $a_{44} = 12x_{cm}^2$ ;  $b_4 = d2yc0$ ;

$\alpha_{11} = x_{cm}$ ;  $\alpha_{12} = x_{cm}^2$ ;  $\alpha_{13} = x_{cm}^3$ ;  $\alpha_{14} = x_{cm}^4$ ;  $\beta_1 = 1$ ;

$\alpha_{21} = 1$ ;  $\alpha_{22} = 2x_{cm}$ ;  $\alpha_{23} = 3x_{cm}^2$ ;  $\alpha_{24} = 4x_{cm}^3$ ;  $\beta_2 = 0$ ;

$\alpha_{31} = 0$ ;  $\alpha_{32} = 2$ ;  $\alpha_{33} = 6x_{cm}$ ;  $\alpha_{34} = 12x_{cm}^2$ ;  $\beta_3 = d2yc1$ ;

$\alpha_{41} = 1$ ;  $\alpha_{42} = 1$ ;  $\alpha_{43} = 1$ ;  $\alpha_{44} = 1$ ;  $\beta_4 = 0$ ;

$$\alpha_{51} = 1; \alpha_{52} = 2; \alpha_{53} = 3; \alpha_{54} = 1; \beta_5 = d_5 t_1.$$

Ординати половини товщини профілю  $y_t(x)$  видаються у вигляді

$$y_t(x) = \begin{cases} t_m \psi_0(x), & \text{для } x \leq x_m; \\ t_m \psi_1(x), & \text{для } x \geq x_m, \end{cases} \quad (5)$$

де  $t_m$  - максимальна товщина профілю при абсцисі  $x = x_m$ ,

$$\psi_0(x) = e_1 \sqrt{x} + \sum_{i=2}^5 e_i x^{i-1}; \psi_1(x) = d_1 + d_2 \sqrt{1-x} + \sum_{i=3}^7 d_i x^{i-2}, \text{ причому коефіцієнти } e_i \text{ і } d_i \text{ повинні}$$

бути обрані таким чином, щоб виконувались умови:

$$\begin{aligned} \frac{\left\{ \sqrt{1 + [\psi_0'(0)]^2} \right\}^3}{|\psi_0''(0)|} = R_0; \psi_0(x_m) = 0.5; \left. \frac{d\psi_0}{dx} \right|_{x=x_m} = 0; \left. \frac{d^2\psi_0}{dx^2} \right|_{x=x_m} = d_2 y t_0; \\ \psi_1(x_m) = 0.5; \left. \frac{d\psi_1}{dx} \right|_{x=x_m} = 0; \left. \frac{d^2\psi_1}{dx^2} \right|_{x=x_m} = d_2 y t_1; \psi_1(1) = d_1 t_1; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\frac{\int_0^{x_m} \psi_0(x) dx}{0.5 x_m} = b t_0; \frac{\int_{x_m}^1 \psi_1(x) dx}{0.5(1-x_m)} = b t_1; \frac{\left\{ \sqrt{1 + [\psi_1'(1)]^2} \right\}^3}{|\psi_1''(1)|} = R_1,$$

в яких позначено  $R_0$  - радіус кривизни кривої  $y_t(x)$  при  $x = 0$ ,  $b t_0$  - коефіцієнт повноти кривої  $y_t(x)$  при  $0 \leq x \leq x_m$ ,  $b t_1$  - коефіцієнт повноти кривої  $y_t(x)$  при  $x_m \leq x \leq 1$ ,  $R_1$  - радіус кривизни кривої  $y_t(x)$  при  $x = 1$ . Тоді ці коефіцієнти визначаються наступним чином:

$$e_1 = \sqrt{2R_0}; d_1 = -\sqrt{2R_1}; d_2 = \sqrt{2R_1}; \quad (7)$$

$$\sum_{j=1}^4 a_{ij} e_{j+1} = b_i; \quad i = 1, \dots, 3; \sum_{j=1}^5 \alpha_{ij} d_{j+2} = \beta_i; \quad i = 1, \dots, 4, \quad (8)$$

де  $a_{11} = x_m$ ;  $a_{12} = x_m^2$ ;  $a_{13} = x_m^3$ ;  $a_{14} = x_m^4$ ;  $b_1 = 0.5 - e_1 \sqrt{x_m}$ ;

$$a_{21} = 1; a_{22} = 2x_m; a_{23} = 3x_m^2; a_{24} = 4x_m^3; b_2 = -\frac{e_1}{2\sqrt{x_m}};$$

$$a_{31} = 0; a_{32} = 2; a_{33} = 6x_m; a_{34} = 12x_m^2; b_3 = d_2 y t_0 + \frac{e_1}{4x_m^{1.5}};$$

$$a_{41} = \frac{1}{2} x_m^2; a_{42} = \frac{1}{3} x_m^3; a_{43} = \frac{1}{4} x_m^4; a_{44} = \frac{1}{5} x_m^5; b_4 = \frac{b t_0}{2} x_m - \frac{2}{3} e_1 x_m^{1.5};$$

$$\alpha_{11} = x_m; \alpha_{12} = x_m^2; \alpha_{13} = x_m^3; \alpha_{14} = x_m^4; \alpha_{15} = x_m^5; \beta_1 = 0.5 - d_1 - d_2 \sqrt{1-x_m};$$

$$\alpha_{21} = 1; \alpha_{22} = 2x_m; \alpha_{23} = 3x_m^2; \alpha_{24} = 4x_m^3; \alpha_{25} = x_m^4; \beta_2 = \frac{d_2}{2\sqrt{1-x_m}};$$

$$\alpha_{31} = 0; \alpha_{32} = 2; \alpha_{33} = 6x_m; \alpha_{34} = 12x_m^2; \alpha_{35} = 20x_m^3; \beta_3 = d_2 y t_1 + \frac{d_2}{4(1-x_m)^{1.5}};$$

$$\alpha_{41} = 1; \alpha_{42} = 1; \alpha_{43} = 1; \alpha_{44} = 1; \alpha_{45} = 1; \beta_4 = d_1 t_1 - d_1;$$

$$\alpha_{51} = \frac{1}{2}(1-x_m^2); \alpha_{52} = \frac{1}{3}(1-x_m^3); \alpha_{53} = \frac{1}{4}(1-x_m^4); \alpha_{54} = \frac{1}{5}(1-x_m^5);$$

$$\alpha_{55} = \frac{1}{6}(1-x_m^6); \beta_5 = \frac{b t_1}{2}(1-x_m) - d_1(1-x_m) - \frac{2}{3} d_2(1-x_m)^{1.5}.$$

Профіль генерується авторською програмою FG2022\_15, початкові дані до якої розміщуються у файлі foildata.txt, що містить (як приклад) наступну інформацію:

|   |                    |
|---|--------------------|
| 1.Радіус кривизни кривої $y_t(x)$ при $x=0$                     | $R_0 = 0.700$      |
| 2.Абсциса максимального значення $y_t(x)$                       | $x_{tm} = 0.3547$  |
| 3.Максимальна товщина профілю                                   | $t_m = 0.0750$     |
| 4.Значення $d^2y_t/dx^2$ при $x=x_{tm}$ (зліва)                 | $d^2y_{t0} = -7.5$ |
| 5.Коефіцієнт повноти кривої $y_t(x)$ при $0 \leq x \leq x_{tm}$ | $bt_0 = 0.765$     |
| 6.Коефіцієнт повноти кривої $y_t(x)$ при $x_{tm} \leq x \leq 1$ | $bt_1 = 0.685$     |
| 7.Значення $d^2y_t/dx^2$ при $x=x_{tm}$ (зправа)                | $d^2y_{t1} = -2.5$ |
| 8.Радіус кривизни кривої $y_t(x)$ при $x=1$                     | $R_1 = 0.1$        |
| 9.значення $y_t(x)$ при $x=1$                                   | $dt_1 = 0.000$     |
| 10.Абсциса максимального значення $y_c(x)$                      | $x_{cm} = 0.4565$  |
| 11.значення $y_c(x_{cm})$                                       | $y_{cm} = 0.02335$ |
| 12.значення $dy_c/dx$ при $x=0$                                 | $dy_{c0} = 4.5$    |
| 13.значення $dy_c/dx$ при $x=1$                                 | $dy_{c1} = -2.8$   |
| 14.значення $d^2y_c/dx^2$ при $x=x_{cm}$ (зліва)                | $d^2y_{c0} = -4.1$ |
| 15.значення $d^2y_c/dx^2$ при $x=x_{tm}$ (зправа)               | $d^2y_{c1} = -8.0$ |

причому дані наведені у частках від хорди профілю, яка у свою чергу вважається рівною 1.

В результаті роботи програми FG2022\_15 формуються такі файли:

1)formyc0.txt, який містить формулу для  $\varphi_0(x)$  у форматі графопобудовника Advanced Grapher

$$4.500000*x-2.830978*x^2-10.33145*x^3+11.94055*x^4;$$

2) formyc1.txt, який містить формулу для  $\varphi_1(x)$  у форматі графопобудовника Advanced Grapher

$$5.186823*x-9.676853*x^2+10.61129*x^3-10.13930*x^4+4.018048*x^5;$$

3) formth0.txt, який містить формулу для  $\psi_0(x)$  у форматі графопобудовника Advanced Grapher

$$1.183216*\sqrt{x}-0.2559897*x-2.244542*x^2+8.308795*x^3-12.77926*x^4;$$

4) formth1.txt, який містить формулу для  $\psi_1(x)$  у форматі графопобудовника Advanced Grapher

$$-0.4472136+0.4472136*\sqrt{1-x}+4.789587*x-16.42473*x^2+30.18674*x^3-28.38457*x^4+10.28018*x^5,$$

а самі залежності представлені на рис.1;

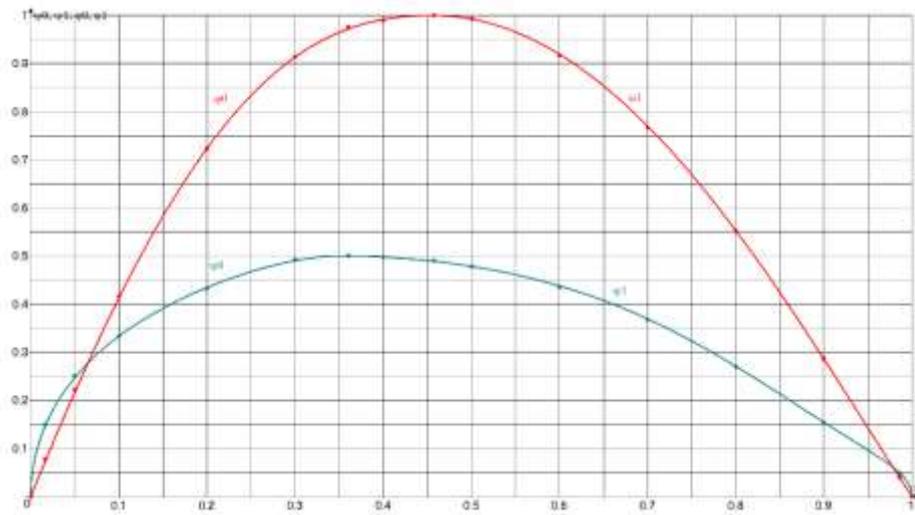


Рисунок 1 – Залежності  $\varphi_0(x)$ ,  $\varphi_1(x)$ ,  $\psi_0(x)$ ,  $\psi_1(x)$

5) foil.txt – масив точок, наведений у вигляді профілю на рис.2.

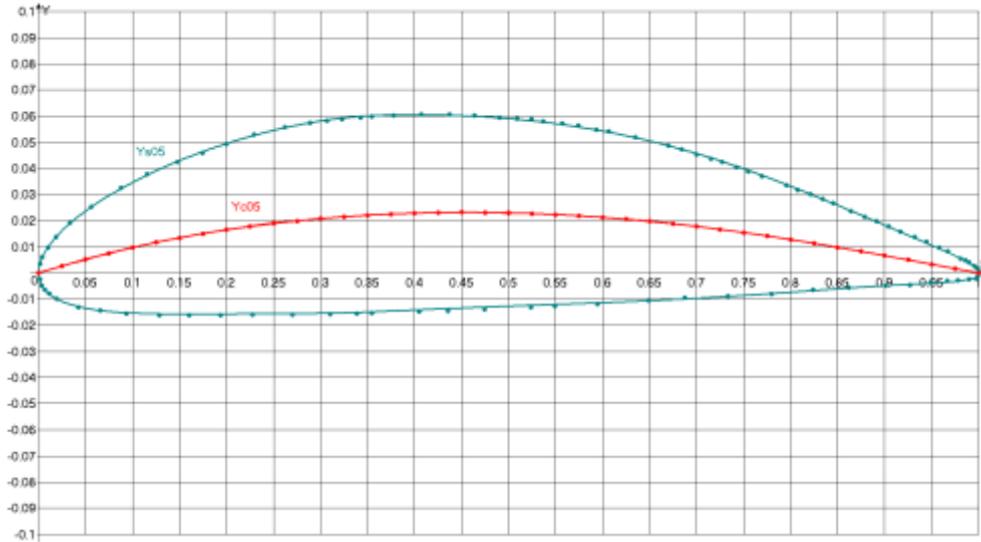


Рисунок 2 – Профіль NUS2022\_15

Точки на рис.2 отримані оцифруванням профільного перерізу гребного гвинта серії В на відносному радіусі 0.5 і служать основою для підбору параметрів, що містяться у файлі foildata.txt. В першому наближенні параметри профілю визначаються наступним чином:

- 1) по результатах оцифрування по рис.2 спочатку визначаються  $t_m, x_m, y_m, x_{cm}$ ;
- 2) вираховуються і будуються точки залежностей  $y_c(x), y_t(x), \varphi_0(x), \varphi_1(x), \psi_0(x), \psi_1(x)$  наведені на рис.1-2;
- 3) за допомогою авторської програми Аproximator по отриманих точках будуються апроксимаційні залежності  $\varphi_0(x), \varphi_1(x), \psi_0(x), \psi_1(x)$  з тією ж системою базисних функцій і граничними умовами, що наведені в (2,5);
- 4) отримані таким чином коефіцієнти цих залежностей дають змогу вирахувати параметри  $R_0, d2yt0, bt0, dt1, d2yt1, dt1, dyc0, dyc1, d2yc0, d2yc1$ .

Далі за отриманими параметрами формується файл foildata.txt і виконується розрахунок і побудова контуру профілю  $y_s(x)$ . Порівняння з точками оцифрування визначає необхідність коригування параметрів і подальших наближень за допомогою FG2022\_15 засобом спроб і помилок.

**Висновок.** Оскільки за зазначеною схемою виконувалася параметризація найбільш поширених профільних перетинів різноманітних світових науково-дослідних установ і організацій, яка довела можливість якісного опису їх форми, можна стверджувати, що запропонований алгоритм і програму FG2022\_15 можна вважати універсальними.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Кравец А.С. Характеристики авиационных профилей, Государственное издательство оборонной промышленности, Москва, Оборониздат, 1939г, 213 стр.
2. Ira Y. Abbott, Albert E. von Doenhoff, Theory of wing section, Dover Publication Inc., New York, 693p.
3. Pierluigi Della Vecchiaa, Elia Danieleb, Egidio D'Amatoc An airfoil shape optimization technique coupling PARSEC parameterization an devolutionary algorithm // Aerospace Science and Technology, 32(2014), 103–110p.

## **УПРАВЛІННЯ ТЕХНОЛОГІЄЮ ВІДНОВЛЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ В ПРОЦЕСІ РЕМОНТУ**

Устінцев С.М., Агєєв М.С.

Херсонська державна морська академія, Україна

Постійно зростає кількість способів відновлення та поверхневого зміцнення зношених поверхонь деталей засобів транспорту, завдяки яким забезпечуються задані експлуатаційні характеристики поверхневих шарів різними методами, в тому числі і з використанням методу електродугового напилення на підготовлену поверхню.

Особливістю методів відновлення та зміцнення є неможливість отримання покращених експлуатаційних властивостей для всіх режимів експлуатації одночасно. Однакові матеріали покриття нанесені різними способами, дають різні робочі параметри.

Основними науково - теоретичними проблемами при відновленні та підвищенні експлуатаційних характеристик деталей засобів транспорту в процесі ремонту є відсутність апарату управління технологією відновлення та зміцнення поверхонь деталей засобів транспорту яка дозволяє досягати максимальних експлуатаційних характеристик деталей при встановленні необхідних параметрів та вибору ефективної послідовності операцій.

Схема нанесення покриття складається з наступних елементів: подачі металу (сировини) до місця плавлення; нагрівання металу до розплавлення; диспергування металу; надання металевим частинкам значної швидкості; удар прискорених частинок о поверхню деталі, їх деформація і закріплення; охолодження частинок, які закріпилися і всього покриття в цілому.

Термін служби відновлених деталей визначається якістю покриттів отриманих електродуговим напиленням, на які істотно впливають цілий ряд параметрів технологічного процесу електродугового напилення: режим напилення (величина струму, тиск і витрата розпилювального газу, дистанція напилення, швидкість переміщення апарату для електродугового напилення); діаметр, хімічний склад і швидкість подачі дроту; спосіб обробки поверхонь, відновлених електродуговим напиленням [1].

Вищевказані технологічні параметри визначають чинники, які впливають на кінетику і структуроутворення відновлених поверхонь [2, 3]. До них відносяться: параметри газотермічного потоку (діаметр, швидкість і температура газу і частинок розпилюємого матеріалу покриттів отриманих електродуговим напиленням, ступінь їх окислення); склад і властивості несучої середовища і матеріалу покриттів; шорсткість і температура відновлюваної поверхні.

Впливати на кількісні і якісні характеристики фізико – хімічних взаємодій при напиленні і на експлуатаційні властивості відновлюваних деталей засобів транспорту можна шляхом управління параметрами процесу електродугового напилення – покриттів, які узагальнені і схематично представлені на рис. 1 [4, 1, 5].

Процес напилення покриттів є результатом фізико-хімічних взаємодій:

– в системі «горючий газ – окислювач», в результаті якої утворюється енергія, кількість якої визначається складом суміші продуктів горіння, що супроводжується значним підвищенням температури газів в зоні реакції, підвищенням їх тиску і швидкості переміщення в напрямку фронту полум'я;

– продуктів горіння з дротом, в процесі якої він нагрівається до температури плавлення з утворенням рідкої фази;

– повітряного потоку з розплавом дроту і утворення струменю частинок, що розпилюються;

– перетворення кінетичної енергії частинок, що розпилюються в роботу деформації в процесі їх механічного контакту з відновлюваною поверхнею, передача внутрішньої (теплової) енергії від частинок до деталі.

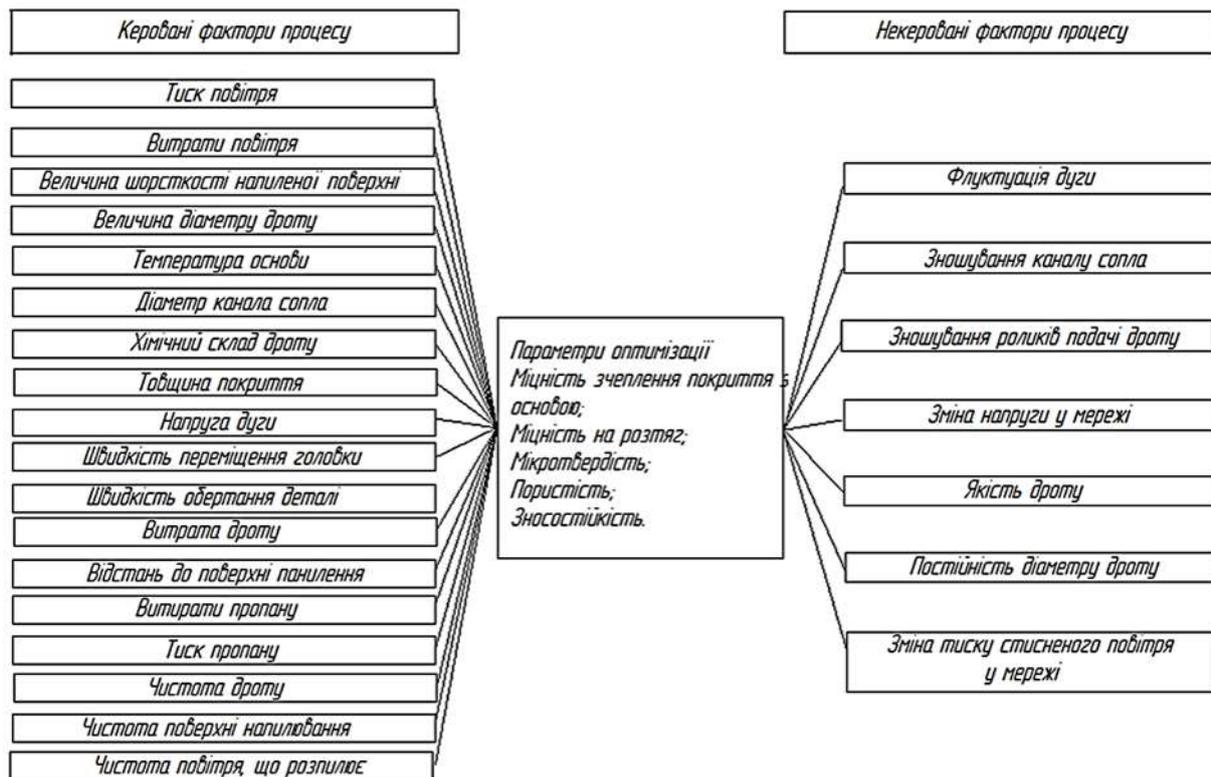


Рисунок 1 – Технологічних параметри нанесення покриття електродуговим напиленням

При відновленні деталей засобів транспорту шляхом нанесення покриттів електродуговим напиленням можна розширити можливості регулювання процесу напилення покриттів за рахунок зміни складу транспортуючого газу, що впливає на температуру, швидкість і окислювальну здатність частинок, що розпилюються. Процес відновлення деталей засобів транспорту електродуговим напиленням, при якому розпилення матеріалу покриття здійснювалося струменем продуктів згорання пропано – повітряної суміші характеризується: підвищенням швидкостей частинок, що розпилюються; зменшенням середнього розміру частинок в 4 – 7 разів; підвищенням температури струменя розпилення; збільшенням кількості частинок, що осаджуються уздовж відновлюваної поверхні деталі. Швидкість польоту частинок становила 120 – 130 м/с (відношення пропан/кисень 1/4 та чисте повітря) і 400 – 500 м/с (відношення пропан/кисень 1/18 та 1/30). Розміри частинок, з яких формувалися покриття, перебували в межах 15 – 40 мкм [1].

Використанням в якості транспортуючого газу замість повітря продуктів згорання пропано – повітряної суміші та їх варіюванням можна створювати нейтральну або відновлювальну атмосферу в зоні плавлення електродного дроту, і тим самим знижувати окислення металу і вигорання легуючих елементів [1].

Процес відновлення деталей засобів транспорту електродуговим напиленням, при якому розпилення металу здійснювалося струменем продуктів згорання пропано – повітряної суміші характеризується [6]:

- підвищенням швидкостей розплавлених частинок;
- зниженням середнього розміру часток в 4 – 7 разів;
- підвищенням температури струменя розпилю;
- збільшенням кількості осідають частинок уздовж відновлюваної поверхні деталі і налипання на її мікровиступи (рис. 2).

При малій швидкості руху апарату для електродугового напилення і при великій щільності струму дуги «нарости» на мікровиступів (рис. 2) збільшуються і в місцях їх утворення спостерігається різке збільшення розміру пор.

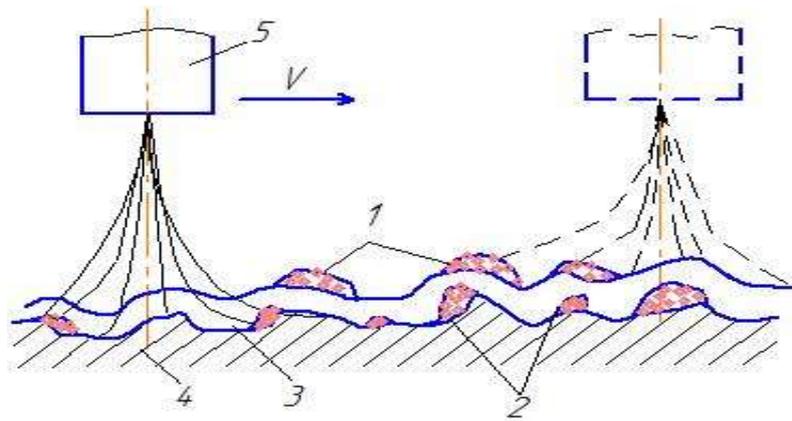


Рисунок 2 – Схема формування покриття при електродуговому напиленні струменем продуктів згорання пропано – повітряної суміші: 1, 2 – «нарости» на мікроступах; 3 – шар напиленого покриття; 4 – відновлювана поверхня; 5 – розпилювальна головка електродугового апарату

Збільшення швидкості переміщення електродугового апарату призводить до зменшення розмірів «наростів». В результаті частки рідкого металу, на яких формується шар покриття, б'ючись об такий невеликий «наріст» під дією тиску і можуть повністю заповнити пори в ньому, здійснюючи як би його просочення рідким металом, що веде до помітного зменшенню пористості всього напиленого шару покриття.

Для того щоб вибрати найбільш оптимальний режим електродугового напилення для досягнення максимальної якості та ресурсу відновлюваних поверхонь деталей засобів транспорту досліджували фізико – хімічні процеси, які проходили під час розпилювання металевих частинок і нанесенні їх на відновлювану поверхню.

Отримані залежності і результати експериментальних досліджень були спрямовані на вирішення завдання управління параметрами газотермічного потоку: швидкістю і температурою газу і частинок, гранулометричним складом часток, властивостями частинок і несучого середовища з метою отримання високих фізико – механічних і експлуатаційних властивостей відновлюваних поверхонь і терміну служби деталей засобів транспорту.

З метою підвищення якості та терміну служби відновлюваних деталей засобів транспорту покриттями нанесеними електродуговим напиленням доцільно поряд з вирішенням задачі управління параметрами газотермічного потоку (швидкістю і температурою газу і частинок, гранулометричним складом часток, властивостями частинок і несучої середовища) керувати швидкістю переміщення ЕДН – апарату, відстанню між його соплом і відновлюваною поверхнею, тривалістю перерв між напиленням окремих шарів покриття, температурою деталей і покриття. Зазвичай відстань від сопла до відновлюваної поверхні становить 80 – 200 мм. Відрізок часу між нанесенням окремих шарів повинен бути якомога менше, щоб уникнути утворення окислів і осідання пилу, що перешкоджає зчепленню частинок між собою. Швидкість переміщення апарату для електродугового напилення вибирається таким чином, щоб за один прохід наносився шар покриття товщиною до 0,2 – 0,3 мм. Занадто повільне переміщення апарату викликає перегрів покриття і відновлюваної поверхні, що погіршує їх якість.

Для нанесення рівномірного по товщині покриття необхідно переміщати апарат для електродугового напилення в напрямку перпендикулярному до площині, що напиляється. Таким чином, рівномірність товщини шару покриття на відновлюваній поверхні деталі буде тим більше, чим менше швидкість руху апарату і чим більше кут розкриття факела і відстань між соплом апарату і поверхнею деталі.

Таким чином управління факторами, які стосуються дротяних матеріалів, що напилюються, зокрема діаметром, хімічним складом і швидкістю подачі дров, можна підвищити якість і термін служби відновлюваних поверхонь.

Отриманням залежностей, що дозволяють прогнозувати параметри електродугового напилення (температуру та швидкість матеріалу, що розпилюється, і газу, що розпилює) та дають можливість аналітично оцінити їх вплив на якість відновлюваної поверхні.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. M.S. Ageev, M.S. Chernovol, T.V. Smirnova Study of the spraying process and the influence of its factors on the properties of electric arc spraying coatings. Modern questions production and repair in industry and in transport: materials of the 20th International Scientific and Technical Seminar (March 23 – 29, 2020, Tbilisi, Georgia). Kyiv: 2020. P. 201 – 205.
2. М.С. Агеєв, М.А. Білоцерківський, В.М. Лопата, Н.В. Вігілянська Використання структурних аномалій в сталевих газотермічних покриттях при підвищенні зносостійкості засобів транспорту. Науковий журнал «Вісник Хмельницького національного університету». Технічні науки. 2020, №4. Том 1 (287), С. 257 – 262. DOI 10.31891/2307 – 5732.
3. М.С. Агеєв, В.Н. Лопата, М.А. Белоцерковский Структурные особенности в стальных газотермических покрытиях и возможности их использования Сучасні проблеми підготовки, виробництва і ремонту в промисловості і на транспорті: матеріали 16 – го міжнародного науково – технічного семінару (22 – 26 лютого 2016 р., Закарпатська обл., Свалява). Київ: АТМ України. 2016. С. 12 – 16.
4. М.С. Агеєв, М.В. Головащук Підвищення експлуатаційних властивостей деталей засобів транспорту шляхом керування факторами процесу електродугового напилення багатофункціональних покриттів Науковий журнал «Вісник Хмельницького національного університету». Технічні науки. 2019 №3(273). С. 240 – 248. DOI 10.31891/2307 – 5732.
5. М.С. Агеєв Влияние параметров оборудования для электродугового напыления на факторы процесса напыления и свойства защитных покрытий для деталей судовых машин и механизмов: матеріали міжнародної науково – практичної конференції присвяченої пам'яті професорів Фоміна Ю.Я. і Семенова В.С. Одеса: 2020. С. 134 – 140.
6. В.Т. Трощенко Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении. Киев: Наукова думка, 1981. 244 с.

## МЕТОД ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОХИБКИ ВИЗНАЧЕННЯ МІЖОСЬОВИХ ВІДСТАНЕЙ ВАГОНІВ

Доманська Г.А, Єгоров О.Й, Ів'їн П.В.

Український державний університет науки і технологій, Україна

Визначення міжосьових відстаней рухомих одиниць застосовується у різних системах автоматизованого управління на сортувальних станціях. Найбільш актуально це завдання визначення типу рухомих одиниць, бази вагона, системах рахунки осей тощо. При цьому застосовуються різні методи ідентифікації, що використовують спеціальні контрольні ділянки, що включають точкові шляхові датчики, рейкові ланцюги, фотоелементи та інше підлогове обладнання, що застосовується на залізничному транспорті. У цій роботі розглядаються методи, що використовують контрольну ділянку, яка складається з трьох контрольних точок (точкових дорожніх датчиків). Визначення типу рухомої одиниці у таких методах проводиться за обчисленими міжосьовими відстанями. Похибки, що виникають під час використання таких методів, пов'язані з розбіжністю моменту спрацьовування колійного точкового датчика з моментом проходження колеса вагона над геометричним центром датчика. Така розбіжність у роботі прийнято як випадкова величина, розподілена за нормальним законом.

Для вивчення впливу різних факторів, що впливають на процес ідентифікації, було обрано імітаційне моделювання. Було висловлено припущення, що на помилку ідентифікації найбільше впливають наступні фактори:

- початкова швидкість наїзду колісної пари на вимірювальну ділянку;
- прискорення руху вимірювальному ділянці;
- відстань між датчиками;
- величина вимірюваної міжосьової відстані;
- точність роботи точкового дорожнього датчика (середньоквадратичне відхилення відстані фіксації колеса рухомої одиниці від центру датчика, розподілене за нормальним законом розподілу).

За результатами моделювання, були зроблені висновки щодо впливу факторів на процес ідентифікації.

Далі вивчення похибок визначення міжосьових відстаней було обрано метод планування експерименту. Спочатку експерименти проводилися як повнофакторні дворівневі. Кількість факторів дорівнювала п'ять, за кількістю факторів, що застосовуються в імітаційній моделі (ПФЕ 2<sup>5</sup>). У цьому, результати, як і імітаційної моделі, і у проведених дослідженнях, дозволили дійти невтішного висновку: значення швидкості і прискорення менш критично впливають помилку, як значення інших трьох чинників. Проте діапазон досліджуваних значень міжосьових відстаней довелося звужити з 1.5 – 18 м до 1.5 – 7 м, а похибка датчика (СКО) з 1 – 10 мм до 1 – 6 мм. Це було зумовлено тим, що система не відповідала умові однорідності. На підставі цього були додатково проведені досліді з використанням в експериментах трьох факторів: відстань між датчиками, величина міжосьової відстані, що вимірюється, точність роботи точкового дорожнього датчика. Перший із цих факторів варіювався на двох, другий на чотирьох і третій на трьох рівнях (ПФЕ 2x4x3).

Остаточні результати дозволили отримати ряд значних коефіцієнтів, на підставі яких була побудована формула для визначення середньоквадратичного відхилення похибки визначення міжосьових відстаней. Використання даної формули дозволить визначити припустимі помилки визначення міжосьових відстаней для конкретного вимірювального ділянки, або підібрати необхідні параметри ділянки та пристроїв автоматики для отримання оптимального результату ідентифікації рухомої одиниці.

## **Секція 5**

### **ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗІ**

## ВАЖЛИВІСТЬ ФАХОВОГО РІВНЯ СУДНОВИХ МЕХАНІКІВ ДЛЯ ЗАБЕСПЕЧЕННЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ СУЧАСНИХ ДИЗЕЛІВ

Личко Б.М., Сорокіна Т.М.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

**Вступ.** Кожне сучасне судно обов'язково повинно відповідати конвенціям Міжнародної морської організації (ІМО). Питання забруднення навколишнього середовища є важливими і обов'язковими до виконання. Починаючи з 1 січня 2020 року набули чинності нові вимоги Міжнародної конвенції про запобігання забрудненню з суден (MARPOL), які не тільки регламентують шкідливі викиди в атмосферу у різних куточках світу. А також додатково з'явилися вимоги до кількості сірки у судовому паливі [1]. Останнє обмеження привело до появи нових видів палива (Very Low Sulphur Fuel Oil – VLSFO).

**Актуальність досліджень.** На сьогодні, від судового механіка потребується отримання мінімальних загальних експлуатаційних витрат енергетичної установки, а також мінімального споживання палива при будь-якому навантаженні, враховуючи умови експлуатації судна та забезпечення допустимих вимог по забрудненню навколишнього середовища. Сучасні вимоги запобігання забрудненню з суден ставлять питання до потрібного фахового рівня судового механіка, який може забезпечити використання сучасного дизельного двигуна на новітніх видах палива. Черга питань та проблем, які він повинен вирішити під час експлуатації дизельного двигуна є актуальними і дуже важливими.

**Постановка задачі.** Проаналізувати вимоги до фахового рівня судового механіка, який може керувати сучасною дизельною судовою енергетичною установкою на низько-сірчаному паливі. Вивчити питання, пов'язані з експлуатацією дизельних двигунів на новітньому паливі та потрібного фахового рівня судового механіка для забезпечення високої ефективності та безперебійної роботи дизельного двигуна.

**Результати досліджень.** Серед дизельних двигунів, які можуть використовувати новітні види палива, слід звернути увагу на двотактні дизельні двигуни з електронним керуванням. Ці типи двигунів виконані по концепції «Intelligent Diesel Engine» (інтелектуальний дизельний двигун), яка передбачає адаптивну систему автоматичного керування двигуном з елементами штучного інтелекту [2]. Як відомо, на сьогоднішній день, цю концепцію використовують дві фірми, це MAN B&W Diesel та Winterthur Gas & Diesel Ltd. (WinGD, колишня корпорація Wärtsilä).

Електронна система керування дизелями фірми MAN B&W Diesel базується на мікропроцесорній системі та використовується на двигунах серії ME (E - означає електронне керування). Головні технічні рішення базуються на відмові від розподільчого вала та використання електричного датчика кутового положення колінчастого валу дизеля. Завдяки використанню цієї технології забезпечуються фази та інтенсивність впорскування палива, фази відкриття та закриття випускного клапана, подача циліндрового мастила, враховуються режим та навантаження роботи дизеля [3].

За допомогою електронної системи керування досягається гнучкість та багатофункціональність в роботі всіх систем двигуна, включаючи керування подачею палива, випускним клапаном, турбонаддувом, системою охолодження та змащення циліндрів, ведеться моніторинг технічного стану двигуна та виникнення несправностей в роботі. Все це дозволяє використовувати різні види палива або декілька одночасно, контролювати викиди в атмосферу, покращити технічне обслуговування двигуна, його надійність та економічність.

Знання електронної системи двигуна, включаючи різні фахові терміни, які використовуються у системі керування, дуже важливі та актуальні. Без цих знань не можливо запустити двигун та налагодити його системи, забезпечити тривалу та якісну його роботу на перехідних та тривалих режимах, забезпечити потрібний хід судна під час рейсу, гарантувати вимоги по забрудненню навколишнього середовища.

Нові види палива VLSFO відповідають вимогам ISO 8217:2017 Petroleum products - Fuels (class F) - Specifications of marine fuels, та відносяться до важкого суднового палива. Всі вони мають вміст сірки не більше 0,5%, та поділяються на класи: RMA, RMB, RMD, RME, RMG, RMK (Residual Marine). Використання такого палива призвело до появи різноманітних питань пов'язаних з бункеруванням, паливо підготовкою, додатковим обслуговуванням фільтрів, сепараторів та поршневої групи [4].

Для дизелів фірми MAN B&W Diesel серії ME використання цього палива дозволяє забезпечити роботу дизельного двигуна на тривалих та часткових режимах роботи. Але його експлуатація вимагає внесення серйозних коригувань до параметрів, що забезпечують робочий процес та оптимізацію роботи двигуна, потребує оптимізації подачі циліндрового мастила, а іноді заміну його на інше. Крім того, необхідно впровадити налаштування дієвої системи очищення та підготовки палива, більше уваги на охолодження двигуна і додатковий контроль за його станом та роботою систем забезпечення [5].

Приведений аналіз використання низко-сірчаного палива на дизелях фірми MAN B&W Diesel серії ME потребує від суднового механіка володіння фахових знань по використанню мікропроцесорної системи керування двигуном, вміння налаштовувати параметри роботи двигуна на різних режимах роботи та під різним навантаженням. Знати характеристики та особливості використання різних видів палива та мастил. Вміти якісно та завчасно проводити обслуговування двигуна та його систем. Це потребує від суднового механіка відповідного фахового рівня та знань.

**Висновки.** При експлуатації суднових двигунів MAN B&W серії ME на низько-сірчаному паливі слід звернути увагу на додаткові питання пов'язані з бункеровкою, підготовкою палива та його очисткою, подачею циліндрового мастила, налагодження системи керування та моніторингу двигуна і систем забезпечення. Володіння рішень пов'язаних з експлуатацією дизельних двигунів на новітньому паливі потребує відповідного фахового рівня суднового механіка, що дозволить забезпечити високу ефективність та безперебійну роботу дизельного двигуна.

#### ЛІТЕРАТУРА

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 (SOx) and Particulate Matter (PM), [https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Sulphur-oxides-\(SOx\)-%E2%80%93-Regulation-14.aspx](https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Sulphur-oxides-(SOx)-%E2%80%93-Regulation-14.aspx)
2. Сорокіна Т. М. Вплив розвитку дизелебудування на потребу підвищення фахового рівня суднових механіків / Т. М. Сорокіна // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : XII Міжнародна науково-технічна конференція : матеріали. – Миколаїв: НУК, 2021. – С. 546-549.
3. Дощенко Г. Г., Наговский Д. А. Микропроцессорная система управления двигателями серии ME фирмы MAN B&W. / Г. Г. Дощенко, Д. А. Наговский / Матеріали 11-ї Міжнародної науково-практичної конференції Сучасні Енергетичні Установки на Транспорті, Технології та Обладнання для їх Обслуговування СЕУТТОО-2020. – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2020. – С. 73-76.
4. Дзыгарь А. К., Котов А. И. Опыт использования низкосернистых судовых топлив с момента вступления в силу ограниченной ИМО 2020, Конвенции МАРПОЛ, Доп. 6. / А. К. Дзыгарь, А. И. Котов / Матеріали 12-ї Міжнародної науково-практичної конференції Сучасні Енергетичні Установки на Транспорті, Технології та Обладнання для їх Обслуговування СЕУТТОО-2021. – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2021. – С. 83-88.
5. Маулевич В. О., Варбанець Р. А. Особливості експлуатації суднових двигунів MAN B&W типу ME з електронним керуванням на низькосірчаному паливі. / В. О. Маулевич, Р. А. Варбанець / Матеріали 12-ї Міжнародної науково-практичної конференції Сучасні Енергетичні Установки на Транспорті, Технології та Обладнання для їх Обслуговування СЕУТТОО-2021. – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2021. – С. 14-15.

## **САНКЦІЇ МІЖНАРОДНИХ ОРГАНІЗАЦІЙ ЩОДО РОСІЙСЬКОЇ ФЕДЕРАЦІЇ ТА ЇХ ВПЛИВ НА КІБЕРБЕЗПЕКУ МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ РОСІЇ**

Кравцова Л.В., Камінська Н.Г.

Херсонська державна морська академія, Україна

**Вступ.** Війна, що триває між Україною та росією, яка безпідставно та підло напала на нашу незалежну країну, ведеться по всіх фронтах: на полі бою, яким стала вся територія України, в інформаційному полі, в кіберпросторі. Так, наприклад, 16 серпня цього року відбулася найпотужніша від початку повномасштабного вторгнення рф хакерська атака на офіційний сайт ДП “НАЕК “Енергоатом”. Її атакували з території російської федерації, до атаки причетна російська група хакерів під назвою “народная киберармия” з 7 мільйонами ботів. Вони упродовж трьох годин переглядали основну сторінку сайту компанії. Проте семимільйонній армії ботів так і не вдалося “покласти” сайт.

Такі атаки відбуваються як на великі компанії, так і на приватні підприємства чи особи.

**Актуальність досліджень.** З початком війни весь цивілізований світ відгукнувся на заклик про допомогу нашої країні. Треба було діяти найефективніше, надаючи допомогу Україні по різних напрямках. Одним з таких напрямків є, безумовно, санкції, дія яких фактично паралізувала ключові галузі росії. Держава агресор звикла до того що всі сучасні технології, всі комплектуючі вона отримувала від закордонних поставників. Ніякі запевнення про якби «імпортозаміщення» ситуацію не рятує. Це стосується і галузі, пов’язаної з морськими перевезеннями. Як виявилось, російське керівництво ніколи не вважало цю сферу пріоритетною. Коли з’ясувалося, що розраховувати на закордонні поставки обладнання неможливо, щось зробити для поліпшення ситуації було вже запізно. Однозначно спеціалісти України та країн-партнерів скористаються цим фактором, щоб як найшвидше зупинити ворога та змусити його визнати поразку.

**Основна частина.** З метою стримання ворога майже всі країни ввели перелік санкцій, спрямованих на припинення війни, яка руйнує наші міста, вбиває людей, чи то військові, чи то цивільні, чи то взагалі діти. Ці санкції торкнулися всіх сфер діяльності, у тому числі і пов’язаних з сучасними технологіями. Тут є декілька важливих моментів, на яких варто зупинитися. Зазначимо, що це не якась придумана інформація чи фейки, це факти, що приводять аналітики – фахівці галузі цифрових технологій. Вихід основних закордонних розробників програмного забезпечення дійсно став одною з головних подій для російського ринку кібербезпеки в цьому році. Вендори багатьох держав надавали софт, програмно-апаратні комплекси, а також услуги з проектування, впровадження та інше. Наприклад, на ринку було більш ніж 100 продуктів в галузі інформаційної безпеки американського виробництва. Припинили продаж та підтримку продуктів програмного забезпечення для рф такі компанії як Microsoft, Oracle, Cisco, Avast, Symantec та багато інших. Як було зазначено, рф, яка звикла до того що всі основні технології у будь-якій сфері поставляються з-за кордону, заспокоїла всіх швидким «імпортозаміщенням». Більш того, впроваджується ідея того що це навпаки дасть великий імпульс розвитку власних технологій. Російський аналітик Леонід Деліцин вважає, що російські рішення є скрізь, тобто «ми легко обійдемося без закордонних партнерів та самі здатні створити все набагато краще». Але він вимушений признати, що глобальний ринок на порядок вище, значно старше и компаній там в десятки раз більше, там активно просувалися такі комплексні рішення, на які відповідні корпорації рф поки ще не здатні. Тож і тут він намагається знайти позитивні моменти, тобто підкреслює можливість російських компаній розширити сферу власних виробництв.

Звісно, українські аналітики ретельно відстежують все що стосується кіберзагрози з боку країни-агресора, а фахівці галузі сучасних технологій роблять все необхідне для запобігання кібератакам. Сферою наших досліджень є кібербезпека саме в галузі морського транспорту [1], тому що Херсонська державна морська академія готує спеціалістів, які

працюють на морських суднах під прапорами міжнародних компаній. Ми розуміємо, що рівень підготовки офіцерського складу судна потрібен відповідати вимогам міжнародних морських організацій, тому приділяємо значну увагу цьому напрямку підготовки.

Тут обов'язково треба цитувати начальника ФБУ «Служба морської безпеки» Сергія Семенова, який провів детальне дослідження загальної стратегії росії щодо кібербезпеки її морських суден. Аналіз інформації, пише Семенов [2], показав, що власники бізнесу часто приховують інформацію про кібератаки, які були успішно проведені по відношенню до них, тому що це може привести до втрати іміджу, претензій з боку клієнтів та страхових компаній і багато іншого. Семенов вважає, що в росії морська кібербезпека не є взагалі актуальною темою для галузі, та в російському сегменті інтернету публікацій про морську кібербезпеку фактично немає. Крім того, спеціальне нормативно-правове регулювання морської інформаційної безпеки рф не здійснюється, базові документи дане питання не розглядають.

Стурбованість Семенова, як начальника ФБУ «Служба морської безпеки», викликана тим що для російського законодавства ключове значення має значимість об'єкта, яка є основою для здійснення захисту. Дивно, що морська безпека та захист від кібератак не є пріоритетом правового регулювання ФЗ-187. Вимоги документу ФЗ-187 не пов'язані з вимогами забезпечення морської безпеки. Вони не містять практичних вказівок, наприклад, щодо поведінки екіпажу на судні стосовно кібербезпеки.

Навпаки, якщо проаналізувати відношення до кібербезпеки на морському транспорті у нашої незалежній країні, можна констатувати підвищену увагу до цього питання. Керівництво українських морських навчальних закладів розуміє, що спеціаліст, який входить в професію, повинен вже мати навички розпізнавання ознак кібератак, вміти протидіяти їм, не допустити проникнення в судові системи, що може привести до дуже серйозних наслідків. Програма підготовки розроблена таким чином, щоб охоплювати всі аспекти кіберзахисту на морському судні [3]. Програма, до речі, узгоджена з ведучими фахівцями, діючими капітанами, які не з чуток знають про кількість та різноманітність кібератак на реальне судно. Тож судоводій чи судовий механік повинен бути готовим прийняти правильне управлінське рішення з кіберзахисту або ліквідації наслідків кібератаки та мати відповідні знання, вміння та навички як результат навчання у вищому навчальному закладі.

**Висновки.** Вже півроку триває повномасштабна руйнівна війна. Але ми впевнені, що все витримаємо, збережемо те головне, що так відрізняє нашу країну від країни - агресора: свободу та незалежність. Ми працюємо, незважаючи на тяжкі обставини, у яких знаходяться як наші бійці, так і цивільне населення, на підконтрольній та навіть окупованій території. Мі щиро віримо, що прийде час, коли наші студенти знов повернуться в аудиторії, щоб отримати найкращу освіту. Ми, викладачі Херсонської державної морської академії, повинні забезпечити рівень підготовки наших студентів, який надає їм конкурентоспроможність на світовому ринку праці. Фахівець-навігатор повинен бути всебічно підготовленим до будь-яких несподіванок на судні, у тому числі диверсій у сфері комп'ютеризації та збереження кібербезпечного простору. До вимог підготовки спеціалістів морської галузі відносять володіння способами визначення джерел кібернебезпеки, методами розпізнавання кібератак, їх нейтралізації, дотримання правил використання цифрових технологій на борту судна. Тому в перелік дисциплін програми підготовки фахівців морського флоту внесена дисципліна «Кібербезпека судових комп'ютерних систем і мереж».

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Международная конвенция о подготовке и дипломировании моряков и несении вахты. (2011). Лондон.: ИМО. «Эшфорд Пресс».
2. Семенов, С. Морская кибербезопасность // Морские вести. — 2020. — № 10 / С. Семенов // <http://www.morvesti.ru/analitika/1692/86359/>
3. Информационная безопасность судовождения : монография / Г. Б. Вильский ; Одес. нац. мор. акад. - Одесса ; Николаев : Швець В. Д., 2014. - 334 с.

## КІБЕРБЕЗПЕКА НА МОРСЬКОМУ ТРАНСПОРТІ ЯК ОДИН З ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТИДІЇ ВОРОГОВІ В УМОВАХ ВІЙНИ

Кравцова Л.В., Камінська Н.Г.

Херсонська державна морська академія, Україна

**Вступ.** У сучасному світі об'єктами кібератак стають будь-які напрямки людської діяльності. Не є виключенням і морська галузь. Якщо провести аналіз інтенсивності кібератак та їх класифікацію, можна бачити наявну тенденцію збільшення їх кількості та різновидів. Так, навіть останні два роки підтверджують такі висновки. Причому, атакам піддаються як морські порти, так і самі судна, незалежно від того якого типу є це судно, чи те пасажирське, чи вантажне. Від цього страждають та несуть великі фінансові втрати навіть такі відомі компанії як, в першу чергу, Міжнародна морська організація [1], а також норвезька круїзна компанія Hurtigruten, британська поромна компанія Red Funnel, Італійське класифікаційне суспільство RINA, французька контейнерна судноплавна компанія CMA CGM, оператор поромної переправи Steamship Authority у Массачусетсі, флагманський контейнерний перевізник Південної Кореї HMM, японська судноплавна компанія Kawasaki Kisen Kaisha, та багато інших. Це однозначно говорить про те що треба завжди бути готовому до того що хтось забажає втрутитися до діяльності компанії, судна, особисто кожного зі співробітників цих структур.

**Актуальність досліджень.** Треба зазначити, що більшість експертів вважають, що першим та найважливішим кроком до забезпечення захисту структур від кібератак є обізнаність персоналу в цьому питанні. Приєднання до інтернету на борту є звичайною справою, фактично жодне морське судно не захищено від проникнення зовнішньої інформації, в тому числі і шкідливої, чи зовсім руйнівної. Тому вкрай важлива підготовленість екіпажу до розпізнавання кібератак, вміння запобігати їм, дотримуватись елементарних правил кібергігієни, та визнати, що такі заходи значно зменшать кількість кібератак та їх вплив на захищеність судна, вантажу та екіпажу.

**Основна частина.** З метою здійснення контролю над обізнаністю команди у питаннях підготовленості до кібератак, *Міжнародна палата судноплавства у співпраці з відомою організацією BIMCO та Witherbys* випустила друге видання «Робочого зошиту з кібербезпеки для використання на борту судна», що свідчить про велику увагу керівних органів до цього питання. Робочий зошит надає екіпажам суден практичні методи виявлення кіберзагроз та захисту бортових систем.

Яскравим підтвердженням великої уваги до проблем кібербезпеки на морському транспорті є Національний план морської кібербезпеки, що був затверджений 5 січня 2021 року Радою національної безпеки США. Інші морські держави також поквапилися прийняти конструктивні дії для підвищення кібербезпеки свого флоту.

Підкреслимо, що в першу чергу кібербезпека судна - це обізнаність екіпажу в цьому питанні. Варто звернути увагу на дослідження Марі Хауглі Ларсен [2], яка працює в Департаменті морських операцій та цивільного будівництва Норвезького університету науки і технологій та має великий досвід вивчення морської кібербезпеки. Її основний тезис – підготовленість екіпажу до можливих кібератак у будь-якому прояві. Не є секретом те, що більшість моряків, принаймі до останнього часу, безпечно відносяться до власних дій на судні стосовно використання цифрових технологій, та вважають кібербезпеку комп'ютерною проблемою, ніяким чином не пов'язаною з їх особистими діями. Ларсен на підставі глибокого аналізу статистичних даних підкреслює особливості психології моряка, який думає що його судно ніколи не стане об'єктом кібератаки.

Саме тому сьогодні змусило керівництво Херсонської державної морської академії переглянути програму підготовки моряків, визначити найбільш важливі питання, на які обов'язково треба звернути увагу. Отже, в перелік дисциплін програми підготовки майбутніх моряків включений курс «Кібербезпека судових комп'ютерних систем і мереж», метою якого

є всебічний аналіз джерел кібербезпеки, цілей кібератак, методів прогнозування та захисту від можливих проявів небезпеки, а також підвищення безпеки моряків, оточуючого середовища, судна та вантажу. Кібербезпека – це не тільки запобігання доступу зловмисників до систем та інформації, який може привести до втрати контролю або конфіденційності [3]. Це також забезпечення захисту судових систем від будь-яких втручань, підтримка належної роботи всіх модулів судна та берегових служб.

Принциповий підхід до викладання дисципліни «Кібербезпека судових комп'ютерних систем і мереж» заключається в тому, що програма базується на документах з кібербезпеки, що розроблені ІМО, які зобов'язують адміністрацію забезпечити належний розгляд кіберризиків в системах управління безпекою. Курс розроблений таким чином, щоб випускники академії могли на належному рівні представляти українську морську галузь на міжнародних морських просторах.

**Висновки.** В умовах повномасштабної війни, яка триває вже більше півроку, треба бути всебічно підготовленими до будь-яких диверсій, у тому числі інформаційних та у сфері комп'ютеризації. Спеціалісти морської галузі повинні володіти способами визначення джерел кібербезпеки, методами розпізнавання кібератак, їх нейтралізації, та, мабуть у першу чергу, дотримуватися правил використання цифрових технологій на борту судна. Саме це є метою внесення в програму підготовки фахівців морського флоту Херсонської державної морської академії дисципліни «Кібербезпека судових комп'ютерних систем і мереж».

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Международная конвенция о подготовке и дипломировании моряков и несении вахты. (2011). Лондон.: ИМО. «Эшфорд Пресс».
2. Larsen, Marie Haugli; Erstad, Erlend. (2022) Maritime cyber security training and awareness. SFI- Move spring conference 2022 . NTNU; NTNU i Ålesund. 2022-06-14 - 2022-06-15.
3. Информационная безопасность судовождения : монография / Г. Б. Вильский ; Одес. нац. мор. акад. - Одесса ; Николаев : Швець В. Д., 2014. - 334 с.

## СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ПИТАННЯ ПІДГОТОВКИ ФАХІВЦІВ

Коробко В.В.

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Україна

Морський транспорт є важливою складовою світової економіки. Відповідно, глобальні суспільні процеси впливають на розвиток галузі, склад флоту та морську інфраструктуру. Судноплавна галузь здійснює свою діяльність у відповідності з нормативними актами, які встановлюються міжнародними організаціями, зокрема ІМО (вимоги якої багато в чому ретранслюють рішення ООН, наприклад UN Sustainable Development Goal 13) [1–3].

Безпосередньо питання щодо проектування та побудови суден, складу та характеристик суднового обладнання регламентуються відповідними міжнародними фаховими установами, які керуються документами ІМО, перш за все це класифікаційні товариства, такі як DNV GL, Lloyd's Register, Class NK, CCS, RINA, ABS, та інші.

Таким чином, морська галузь та сучасна суднова енергетика є результатами дії різних чинників економічного та гуманітарного характеру, однак, важливу роль в прийнятті рішень відіграють також технологічні можливості, доступні в кожній конкретній ситуації.

Розглянувши хронологію розвитку суднової енергетики, можна прийти к висновку про поступову зміну глобальної парадигми їх технічного вдосконалення. Замість зрозумілих та навічних вимог до економічності суден, ефективності та надійності суднових двигунів та суднового обладнання, на перше місце виходять питання екологічності суден та їх енергетичних установок.

Як приклад розглянемо реалізацію положень UN Sustainable Development Goal 13. За для цього ІМО в 2019 запроваджує низку **додаткових** вимог, спрямованих на суттєве обмеження складу будь яких викидів СЕУ, зокрема відхідних газів. В зв'язку з чим, постала задача декарбонізації суднової енергетики, яка має за мету максимальне скорочення споживання вуглецевих палив, що є ключовим фактором для зменшення емісії речовин, сприяючих розвитку парникового ефекта, так званих – Greenhouse Gas (GHG) [3,4].

В сукупності, діючи та додаткові вимоги ІМО дали загальний позитивний ефект. Так, були створені високо ефективні економічні двигуни, здатні споживати різні види рідинних вуглецевих палив видобувних та штучних, а також криогенні палива, такі, як скраплені природний газ – LNG та водень. Виробниками двигунів готуються до випуску двигуни, що будуть працювати на аміаку. Для підвищення екологічності сучасні суднові двигуни, головні та допоміжні, оснащуються спеціальними системами очистки скидних газів. Це так звані системи EGR та SCR, які зменшують викиди окислів азоту – NO<sub>x</sub>, та скраберні системи, для видалення таких компонентів забруднень, як CO та SO<sub>x</sub>.

В результаті маємо суттєве ускладнення суднових енергетичних установок та зменшення їх надійності, оскільки додаткове обладнання, доволі складне, має великі габарити та працює з корозійно активними середовищами, рис. 1.

Застосування нових малосіркових (LSFO) та ультрамалосіркових (ULSFO) палив в ряді випадків призводило до відказів обладнання паливних систем та втрати ходу суднами, що пов'язано з їх хімічною стабільністю.

Велику проблему становить «metan sleep», або метановий слід – результат неповного згоряння метану, оскільки метан в 80 – 90 разів більш агресивний агент GHG, ніж CO<sub>2</sub>. Та сама проблема викликає при застосуванні аміаку в якості палива, до цього додаються великі витрати запального палива та спеціальних циліндрових мастил, що в результаті суттєво забруднює відхідні гази.

При використанні водню в якості палива постає проблема NO<sub>x</sub>, що пов'язано з високою температурою згоряння паливної суміші.



Рисунок 1 – Приклади компоновки обладнання систем очистки скидних газів

Отже, можна припустити, що впровадження подальших обмежень екологічного спрямування стане великою проблемою, оскільки технічно раціональні технологічні можливості для вдосконалення СЕУ з ДВЗ майже вичерпані. Більш того підвищення екологічності суден досягається збільшенням витрат судновласників, за що в результаті сплачує кінцевий споживач.

Ефективним вирішенням вказаних проблем може стати впровадження в судновій енергетиці так званих Non-Combustion Fuel Cell Power Plants на основі Solid Oxide fuel cells (SOFC) паливних елементів [5,6]. На поточний момент створені та перебувають на стадії широкого впровадження енергетичні установки з агрегатною потужністю в діапазоні 0.4 – 25 МВт, рис.2.

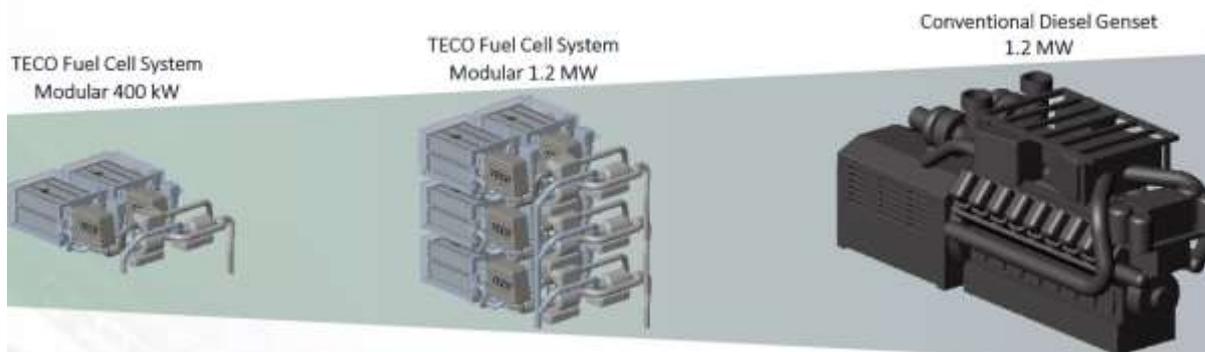


Рисунок 2 – Порівняння габаритів електрогенераторів SOFC фірми TECO та типового дизель-генератора [7]

Провідні компанії, виробники енергетичного та хіміко-технологічного обладнання, активно працюють в цій області, ставлячи за мету зменшення вартості паливних елементів, підвищення їх ефективності та надійності. Для суднової енергетики найбільш доцільним рішенням можна вважати використання установок, побудованих на основі SOFC паливних елементів, які мають певні переваги, а саме:

- термодинамічна ефективність сучасних паливних елементів сягає 58 – 65%, що перевищує ефективність існуючих теплових двигунів, крім того можливе подальше підвищення їх ефективності;
- здатність працювати на різних типах палив – нафтових та штучних вуглецевих паливах, газових паливах – водні, аміаку;
- відсутність будь яких рухомих механічних вузлів суттєво зменшує рівень вібрації та шуму СЕУ, що є важливим для пасажирських суден та кораблів;
- висока екологічність, температури в робочій зоні SOFS становлять 600 – 1000 °С, що унеможливорює виникнення окислів азоту;
- паливні елементи є оптимальним рішенням для створення електричних СЕУ, оскільки безпосередньо продукують електричний струм;
- спрощення конструкції суден за рахунок виключення механічних передач – редукторних та прямих.



Рисунок 3 – AIDA NOVA перше круїзне судно з гібридною CEU на базі SOFC фірми ТЕКО

В зв'язку з цим перед закладами освіти морської галузі та суднобудування постає задача завчасної корекції учбових програм та оновлення матеріального оснащення учбових лабораторій для підготовки кадрів відповідної кваліфікації. Звісно, масова поява суден з такими CEU є питанням часу і можлива за умов покращення їх масогабаритних характеристик, збільшення питомої потужності та зменшення вартості. Тим не менш, фахівці, підготовлені ЗВО України, мають бути готові до роботи з таким обладнанням.

#### **Висновки:**

1. Діючи вимоги ІМО щодо екологічності CEU та суден призвели до значного ускладнення CEU з ДВЗ, ускладненню їх експлуатації та зниженню надійності.
2. Можливою альтернативою CEU з ДВЗ мажуть стати енергетичні установки на базі високотемпературних SOFC.
3. На поточний момент існують судна та кораблі, які оснащені ЕУ, побудованими виключно на базі паливних елементів, більш широко поширені комбіновані та гібридні установки з паливними елементами.
4. Створення комбінованих або гібридних CEU з паливними елементами дозволяє досягнути значного синергетичного ефекту, що дає можливості для розробки принципово нових технічних рішень для морського судноплавства.

#### **ЛІТЕРАТУРА**

1. IMO. Third IMO GHG Study 2014. Executive Summary and Final Report. International Maritime Organization. – London, 2015
2. „International Marine Organization (IMO), accessed 22 June 2019; <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Air-Pollution.aspx>“.
3. Take urgent action to combat climate change and its impacts. – Retrieved from <https://unstats.un.org/sdgs/report/2020/goal-13/>.
4. IMO. Low Carbon Shipping and Air Pollution Control. Available online: <http://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/GHG/Pages/default.aspx>
5. Mariko GmbH, FME, Institute for Combustion Engines VKA, „Perspectives for the Use of Hydrogen as Fuel in Shipping. A Feasibility Study,“ The MariGreen project, October 2018.
6. J. W. P. John J. Minnehan, „Practical Application Limits of Fuel Cells and Batteries for Zero Emission Vessels,“ Sandia National Laboratories, 2017.
7. Powering the Maritime Industry's Ntransport to Zero. <https://teco2030.no/wp-content/uploads/2021/05/TECO-2030-ASA-Company-Presentation-May-2021-2.pdf>.

## ПРОЦЕСИ АНАЛІЗУ КІБЕРСТІЙКОСТІ СУДНОВОЇ ІТ-СИСТЕМИ

Зайцева Т.В.

Херсонська державна морська академія, Україна

**Вступ.** Судноплавство все більше покладається на цифрові рішення для виконання повсякденних завдань. Відбуваються постійні оновлення в галузі інформаційних технологій, доступності даних, швидкості обробки та передачі даних з розширеними можливостями для оптимізації роботи, економії витрат, підвищення безпеки та стійкості бізнесу. Поряд із зростанням залежності від автоматизації, значно посилюється ризик зовнішнього втручання та порушення роботи ключових систем; хакери можуть втручатися в роботу корабля або навігаційних систем, відрізати всі зовнішні комунікації судна або отримувати конфіденційні дані.

Дослідження кібербезпеки об'єктів морського сектора є досить гострими на сьогодні та потребують постійної уваги та вдосконалення.

**Основна частина.** Коротко зупинимося на фактах, які демонструють як світ реагує на ці сьогоденні виклики. Комітет з безпеки на морі ІМО в червні 2017 року ухвалив Резолюцію MSC.428(98) – управління морськими кіберрисками в системах управління безпекою [4].

На додаток до резолюції ІМО Національний інститут стандартів і технологій США (NIST) прийняв документ Cybersecurity Framework Version 1.1 (квітень 2018 р.) [2].

Міжнародна асоціація класифікаційних товариств (МАКО) випустила "Рекомендацію з кіберстійкості".

Міжнародна палата судноплавства спільно з BIMCO (Балтійська та міжнародна морська рада) у 2019 році підготували Cyber Security Workbook for On Board Ship Use (Навчальний посібник з кібербезпеки для використання на борту судна).

З 1 січня 2021 р. морські адміністрації ряду країн розпочали перевірки суден, що входять до їх портів, на предмет виконання рекомендацій щодо кібербезпеки. Резолюція ІМО MSC.428(98) закликає адміністрації забезпечити облік кіберрисків у системах управління безпекою суден. На виконання резолюції, Регістру доручено з 01 січня 2021 року при продовженні чи отриманні нового Свідоцтва про відповідність здійснювати спостереження за виконанням зазначеної резолюції у компаніях.

Однак поки далеко не всі судновласники та оператори суден знають, що робити і, найголовніше, не розуміють як це робити, тому досі немає чітких вказівок, як діяти в конкретних умовах. Є тільки загальні методики та технології боротьби з кібератаками, які повинні бути адаптовані до сучасних вимог.

За даними експертів з кібербезпеки в морському секторі найбільш уразливими до кібератак є системи наземного і космічного обладнання; системи глобального позиціонування, електронно-картографічні і навігаційно-інформаційні системи; системи реєстрації даних рейсу; системи вантажних операцій; системи управління двигунами, машинами і живленням; системи контролю доступу; публічні інтернет-мережі судна; адміністративні системи та мережі; системи зв'язку та портова інфраструктура.

Аналізуючи вищезазначене, можна зробити висновок, що чим більше даних буде зібрано, тим більш точні звіти і дії реагування на кіберзагрози буде виконувати система управління безпекою судна. Тому визначимо необхідні процеси аналізу кіберстійкості суднової ІТ-системи (див. рис.1).

*Ідентифікація ризику* – це процес визначення елементів ризику, складання їх переліку та опису кожного з елементів. Після визначення ризику, необхідно стежити за ним в журналі ризиків або реєстрі.

*Оцінка ступеня небезпеки та ймовірності виникнення факторів ризику* – забезпечує аналіз вхідних даних процесу загальної оцінки ризику, допомагає в прийнятті рішень щодо необхідності обробки ризику, а також допомагає вибрати відповідні стратегії та методи. Тут оцінюється ймовірність виникнення ризику та масштаб впливу на ІТ/ОТ-системи. Аналіз може

бути якісним (використовуючи шкали, наприклад: «відсутній», «низький», «середній», «високий», «критичний») або кількісним (використовуючи числові терміни, наприклад: фінансовий вплив, процентна ймовірність, іміджевий критерій).

*Аналіз наслідків* – визначення характеру і типу впливу, який може статися при виникненні конкретної події, ситуації або обставини.

*Визначення рівня захисту критично важливих систем* – визначення пріоритетів захисту і методів, що застосовуються для зниження конкретного ризику.

*Порівняння заходів безпеки з цілями та пріоритетними діями* – застосування методів обробки ризику, що забезпечують досягнення прийняттого рівня ризику; перевірка відповідності методів управління ризиком запланованим цілям і докази їх ефективності.

*Чек-листи IT/OT-системи* – можуть бути використані для ідентифікації небезпек і ризику або оцінки ефективності засобів управління на всіх стадіях життєвого циклу суднових систем, а також як частина інших методів оцінки ризику. Однак вони найбільш корисні для перевірки повноти розгляду досліджуваної проблеми при ідентифікації нових проблем.

*План реагування* – базується «на комплексній ідентифікації ризиків з визначенням основних етапів дій в надзвичайних ситуаціях і кризах, дозволяє організувати кризове управління на основі деталізації факторів ризику і визначенні його типів» [5].

*Аналіз кіберстійкості* – виявлення прогалин у взаємодії систем і документуванні; моніторинг виконання планів реагування та аналіз наслідків.



Рисунок 1 – Процеси аналізу кіберстійкості суднової IT-системи

Щоб протистояти кіберризикам компанії впроваджують такі елементи, як [3]:

- визначення ролі та відповідальності користувачів, ключового персоналу та керівництва як на березі, так і на борту суден;
- визначення системи, активів, даних та можливості, які у разі порушення можуть становити загрозу для роботи та безпеки судна;
- впровадження технічних та процедурних заходів для захисту від кіберінцидентів та забезпечення безперервності бізнесу;
- впровадження планів боротьби з кіберзагрозами (Cyber security Plan)
- проведення заходів з підготовки персоналу та швидкого реагування на кіберінциденти.

Але і підключене обладнання на борту має потребувати більше одного технічного та/або процедурного захисту. Засоби захисту системи, такі як брандмауери, важливі для запобігання небажаного вторгнення в систему, можуть бути недостатніми для боротьби з

внутрішніми загрозами. Важливо захищати критичні системи та дані за допомогою кількох рівнів захисту, які стосуються ролі людей, процедур і технологій для підвищення ймовірності виявлення кіберінциденту, шляхом збільшення зусиль та ресурсів, необхідних для захисту інформації, даних або більшої доступності ІТ-обладнання та корисних програм.

Плани та процедури управління кіберризиками компанії доповнюють існуючі вимоги щодо управління ризиками безпеки, передбачені Кодексом ISM та Кодексом ISPS.

**Висновки.** Для розуміння реальної ситуації із забезпеченням безпеки суднових ІТ-систем необхідно створення стратегії кібербезпеки для навчання берегового і суднового персоналу. Запропоновані базові процедури управління кібербезпекою суднової ІТ-системи дозволять визначити необхідні дії для реалізації такої стратегії. В перспективі актуальним питанням може бути дослідження стану судноплавних процесів під впливом нових кібератак для організації обліку сучасних кіберризиків в існуючих системах управління безпекою судна.

Кібербезпеку слід розглядати на всіх рівнях компанії, від вищого керівництва на суші до персоналу на борту судна, як невід'ємну частину культури безпеки, необхідної для безпечної та ефективної експлуатації судна.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Model Course 7.08. Electro-Technical Officer. London: International Maritime Organization, 2014, 190 p.
2. Gary C. Kessler, Steven D. Shepard. Maritime Cybersecurity: A Guide for Leaders and Managers. 2020, 252p.
3. Cyber Security for Ships. [https://assets.publishing.service.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment\\_data/file/642598/cyber-security-code-of-practice-for-ships.pdf](https://assets.publishing.service.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/642598/cyber-security-code-of-practice-for-ships.pdf)
4. A Primer on IMO Cyber Risk Management Guidelines. [https://www.american-club.com/files/files/A\\_Primer\\_on\\_IMO\\_Cyber\\_Risk\\_Management\\_Guidelines.pdf](https://www.american-club.com/files/files/A_Primer_on_IMO_Cyber_Risk_Management_Guidelines.pdf)
5. Guidelines on Cyber Security Onboard Ships, <https://www.ics-shipping.org/publication/guidelines-on-cyber-security-onboard-ships-3rd-edition/>

## **ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ НАВЧАННЯ ТА ОЦІНЮВАННЯ ВИКОНАННЯ ЗАВДАНЬ НА ТРЕНАЖЕРІ МКВ «WARTSILA» ERS 5000 TechSim» В ХОДІ КВАЛІФІКАЦІЙНОГО ЕКЗАМЕНУ ЗВО БАКАЛАВР**

Сатулов А.І., Дзигар А.К.

Херсонська державна морська академія, Україна

Програма комплексного кваліфікаційного екзамену здобувачів вищої освіти (ЗВО) розроблена відповідно до освітньо-професійної програми підготовки бакалавра першого рівня вищої освіти, галузь знань 27 «Морський та внутрішній водний транспорт», спеціальність 271.02 «Управління судновими технічними системами і комплексами», спеціалізація «Експлуатація суднових енергетичних установок».

Комплексний кваліфікаційний екзамен здійснюється шляхом демонстрації набутих компетентностей:

- при виконанні вправ на симуляторі машинного відділення ERS-5000 TechSim;
- при виконанні тестових завдань із використанням системи управління навчанням MOODLE за варіантами, що випадково згенеровано системою;
- усні відповіді на екзаменаційні питання.

Атестація здобувачів вищої освіти (ЗВО) ступеня бакалавр проводиться з метою визначення відповідності результатів засвоєння ними освітньо-професійної програми (ОПП) підготовки бакалавра системі компетентностей бакалавра суднової енергетики спеціальності 271.02 «Управління судновими технічними системами і комплексами», спеціалізація «Експлуатація суднових енергетичних установок» та відповідно до компетентностей, передбачених розділами А-III/1, В-III/1, АIII/2 та В-III/2 Кодексу з підготовки і дипломування моряків та несення вахти (ПДНВ) 1978 року з поправками.

Атестація завершує теоретичний і практичний курс навчання та є засобом оцінки компетентності випускника і включає в себе комплексний кваліфікаційний екзамен. Під час підготовки до атестації, а саме при виконанні лабораторних робіт на тренажері машинного відділення ERS 5000 TechSim фірми WÄRTSILÄ - здобувачі вищої освіти повинні закріпити та продемонструвати отримані за період навчання знання, уміння та навички за фаховими компетентностями та стандартами безпечної експлуатації суден; - специфікація мінімального стандарту компетентності у межах даної дисципліни для вахтових механіків суден з машинним відділенням, що обслуговується традиційно або періодично не обслуговується.

Необхідність використання тренажеру машинного відділення ERS 5000 TechSim фірми WÄRTSILÄ виникла після першої хвилі пандемії «Ковід19», коли з метою забезпечення освітнього процесу в ХДМА для ЗВО ступеня бакалавр було прийнято рішення замінити випускні дипломні роботи на кваліфікаційний комплексний екзамен. Це було пов'язано з тим, що майже половина ЗВО затримались з поверненням до освітнього процесу після виробничої плавпрактики на суднах, а причиною затримки стало відсутність польотів майже з більшості морських країн.

Була розроблена програма дистанційного навчання, виконання завдання курсового проектування та захисту робіт, а також проведення кваліфікаційного екзамену для тих ЗВО, хто був у цей час на борту суден і мав можливість використати сучасні засоби зв'язку при підтримці адміністрації судна. Зрозуміло, що перебуваючи на судні ЗВО виконували завдання по підготовці суднової енергетичної установки до виходу в море, до проведення маневрів судна, морський ходовий режим, підготовка суднової енергетичної установки до приходу в порт, а також несення вахти при стоянці в порту під час вантажних операцій і без.

Після проведення комплексного атестаційного екзамену було проаналізовано доцільність проведення такого екзамену та рівень перевірки знань. Результати аналізу показали, що є необхідність використання сучасного тренажеру машинного відділення ERS 5000 TechSim фірми WÄRTSILÄ з метою перевірки знань алгоритму виконання стандартних процедур суднової енергетичної установки.

Для перевірки знань алгоритмів, які були враховані в теми кваліфікаційного комплексного екзамену була розроблена додаткова дисципліна «Підготовка до атестації» метою якої стало вивчення основних принципів несення машинної вахти, зокрема:

1. обов'язки, пов'язані з прийомом вахти;
2. звичайні обов'язки, які виконуються під час несення вахти;
3. ведення машинного журналу та значення показників, отриманих з приладів;
4. обов'язки, пов'язані з передачею вахти.

- процедури безпеки та порядок дій під час аварій; перехід від дистанційного/автоматичного до місцевого управління усіма системами.

- заходи безпеки, яких необхідно дотримуватися під час несення вахти та негайні дії, яких необхідно вживати у випадку пожежі чи аварії, особливо тих, які стосуються паливних та масляних систем.

- «Управління ресурсами машинного відділення» - знання принципів управління ресурсами машинного відділення, зокрема:

1. виділення, розподіл та визначення черговості використання ресурсів;
2. ефективний зв'язок;
3. впевненість та керівництво;
4. досягнення і підтримання інформованості про ситуацію;
5. врахування досвіду роботи у команді.

- основні принципи конструкції та роботи механічних систем, включаючи:

1. судновий дизель;
2. суднова парова турбіна;
3. суднова газова турбіна;
4. судновий котел;
5. установка валопроводу, зокрема гребного гвинту;
6. інші допоміжні установки, у тому числі різні насоси, повітряний компресор, сепаратор, генератор питної води, теплообмінник, холодильна установка, системи кондиціонування повітря та вентиляції;
7. стерновий пристрій;
8. системи автоматизованого управління;
9. витрата рідин і характеристики систем мастила, рідкого палива та охолодження;
10. палубні механізми. - правила техніки безпеки та порядок дій у надзвичайних ситуаціях для експлуатації головної енергетичної установки, зокрема систем управління.

- безпечні та аварійні процедури експлуатації механізмів рухової установки, включаючи системи управління.

- підготовка, експлуатація, виявлення несправностей та необхідні заходи для попередження пошкодження наступних механізмів та систем управління:

1. головний двигун та відповідні допоміжні механізми;
2. парові котли та відповідні допоміжні механізми, а також системи пару;
3. допоміжні первинні двигуни та відповідні системи;
4. інші допоміжні механізми, зокрема системи охолодження, кондиціонування повітря та вентиляції.

- експлуатаційні характеристики насосів та трубопроводів, у тому числі системи управління.

- експлуатація насосних систем:

1. звичайні обов'язки під час експлуатації насосних систем;
2. експлуатація лляльної, баластної та вантажної насосних систем.

- вимоги до сепараторів нафтоводяної суміші (або подібного обладнання) та їх експлуатація, управління.

- розуміти як керувати, планувати і виконувати технічне обслуговування і ремонт судових технічних засобів у відповідності з технічними, безпековими і процедурними вимогами, забезпечення планування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Посібник: «Тренажер TechSim 5000. Загальне керівництво учня. Версія 86.» - 2015, 05. - 13 с.
2. Посібник: «Тренажер TechSim 5000. ERS 5000 TechSim. MAN B&W 6S60MC-C Diesel Engine - Tanker LCC (Aframax). - 2014, 11,- 279 с.
3. Посібник: «Тренажер TechSim 5000. ERS 5000 TechSim. MAN Diesel 32/40 Twin Medium Speed Engine + CPP - Ro-Pax Ferry». - 2014, 10.-217С.
4. Ланчуковський В.И. Безопасное управление судовыми энергетическими установками. - Одесса: Астропринт, 2004. - 227 с.
5. Матвеев В.В. Безпечне управління судновими енергетичними установками і менеджмент машинної команди. Конспект лекцій. Херсон: ХДМА, 2015,- 110 с.
6. Логишев И.В. Эксплуатация судовых энергетических установок и безопасное несение машинной вахты. Конспект лекций. - Одесса: ОНМА, 2009,- 178 с.
7. Kuiken, K., Diesel Engines, Volumes I & II. Onnen, Target Global Energy Training, 2008.08. Артемов Г.А., Волошин В.П., Шквар А.Я., Шостак В.П. Системы судовых энергетических установок. - Л.: Судостроение, 1990. - 376 с.
8. Белоусов Е.В. Топливные системы современных судовых дизелей. - Херсон, ХГМА, 2014. - 268 с.
9. Tambwekar. A.S., Watchkeeping for marine engineers. Bhandarkar Publications. - 94 p.
10. McGeorge H.D., Marine Auxiliary Machinery, 7th ed., Butterworth- Heinemann, 1995.
11. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник / В.М. Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с.
12. Paul Dempsey. Troubleshooting and Repairing Diesel Engines: Fourth Edition/ McGraw Hill;
13. Brian Nesbitt. Pumping Manual International: ISBN: 185617476X · Publisher: Elsevier Science & Technology Books;
14. Marine Insight. A Complete Guide To Become a Successful Marine Engineer;
15. Kees Kuiken. Diesel Engines for ship propulsion and power plants. ISBN 978-90-79104-02-4, Onnen, The Netherlands, July 2008; Target Global Energy Training;
16. Дизели. Правила технической эксплуатации морских и речных судов. КПД. 31.2.002.03-96. Мин. транс. Украины.

## РОЗВИТОК ТЕХНОЛОГІЇ ІНТЕГРАЛЬНОЇ ОЦІНКИ НЕДИСЦИПЛІНОВАНOSTI КУРСАНТІВ-МАЙБУТНІХ ОПЕРАТОРІВ «ПЕРЕДНЬОГО КРАЮ» СКЛАДНИХ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ

<sup>1,2</sup>Рева О.М., <sup>2</sup>Камишин В.В., <sup>1</sup>Завгородній С.О., <sup>3</sup>Сагановська Л.А., <sup>4</sup>Кириченко К.В.

<sup>1</sup>Національний авіаційний університет, Україна

<sup>2</sup>Український інституту науково-технічної експертизи та інформації, Україна

<sup>3</sup>Льотна академія Національного авіаційного університету, Україна

<sup>4</sup>Херсонська державна морська академія, Україна

На сьогодні загально визнано, що хибний прояв людського чинника (ЛЧ) у професійній діяльності операторів «переднього краю» складних цілеспрямованих полі ергетичних і активних транспортних систем керування (членів льотного екіпажу, авіадиспетчерів, машиністів, судноводіїв тощо) обумовлює абсолютну більшість негативних подій на транспорті (щонайменше  $\frac{3}{4}$  від загальної кількості негативних подій незалежно від виду транспорту), а отже суттєво зменшує безпеку руху. В наведеному ракурсі експлікацією ЛЧ можна вважати недисциплінованість (НД) зазначеної категорії операторів, яку, на погляд авторів, можна вважати наслідком реалізації в діяльності небезпечних стратегій поведінки, оперативного мислення та прийняття рішень, що були виокремлені американськими вченими з ірраціональної складової професійних розумових здібностей пілотів [1-4 та ін.]. Причому, з одного боку, виявлення постійного і характерного прояву небезпечних стратегій, а також рис НД (РНД) сприяє виявленню операторів-«аварійників». З іншого ж боку, за оцінками експертів діагностика та корекція цих небезпечних стратегій (а отже і НД) за допомогою професійних ситуативних вправ має сприяти зменшенню тільки в авіації кількості авіаційних подій та серйозних інцидентів на 5-20% [1].

На жаль, в теперішній час проблемам діагностики та корекції небезпечних стратегій, а також НД приділяє увагу невелика кількість вчених, переважним чином представників наукової школи одного зі співавторів цієї публікації [5-10 та ін.].

З урахуванням результатів досліджень [6], інтегративний показник рівня НД (РНД)  $j$ -го випробуваного  $\alpha_j^*$  можна оцінити, застосовуючи такий мультиплікативний підхід:

$$\alpha_j^* = \sqrt[n]{\prod_{i=1}^n \alpha_{ij}} = \sqrt[n]{\prod_{i=1}^n \sqrt{\alpha_i^{PH} \alpha_{ij}^{PЧ}}}, \quad (1)$$

де  $\alpha_{ij}$  – інтегративний показник РНД  $j$ -го випробуваного з  $i$ -тої ХРН;

$\alpha_i^{PH}$  – зважений показник рівня безпеки (РН)  $i$ -тої ХРН:  $0 \leq \alpha_i^{PH} \leq 1$ ,  $\sum_{i=1}^n \alpha_i^{PH} = 1$ ;

$\alpha_{ij}^{PЧ}$  – зважений показник рівня частоти (РЧ) прояву в  $j$ -го випробуваного  $i$ -тої ХРН:

$$0 \leq \alpha_{ij}^{PЧ} \leq 1, \quad \sum_{k=1}^K \alpha_{ikj}^{PЧ} = 1;$$

$n$  – кількість ХРН, що досліджуються;

$K$  – розмірність лінгвістичної шкали «РЧ прояву ХРН».

Зважені коефіцієнти значущості визначаються, спираючись на ранжування ХРН і лінгвістичних оцінок РЧ за допомогою математичного методу розстановки пріоритетів [6].

Відразу ж зауважимо, що запропонований мультиплікативний підхід до агрегації частинних показників дає більш обережну, а отже і більш надійну оцінку досліджуваного РНД

стосовно адитивного.

Отримавши емпіричним шляхом значення індивідуальних інтегративних показників РНД  $\alpha_j^*$ , нескладно побудувати їх розподіл, а потім фазифікувати, що наочно ілюструє рис. 1 у припущенні, що зазначений розподіл є нормальним.

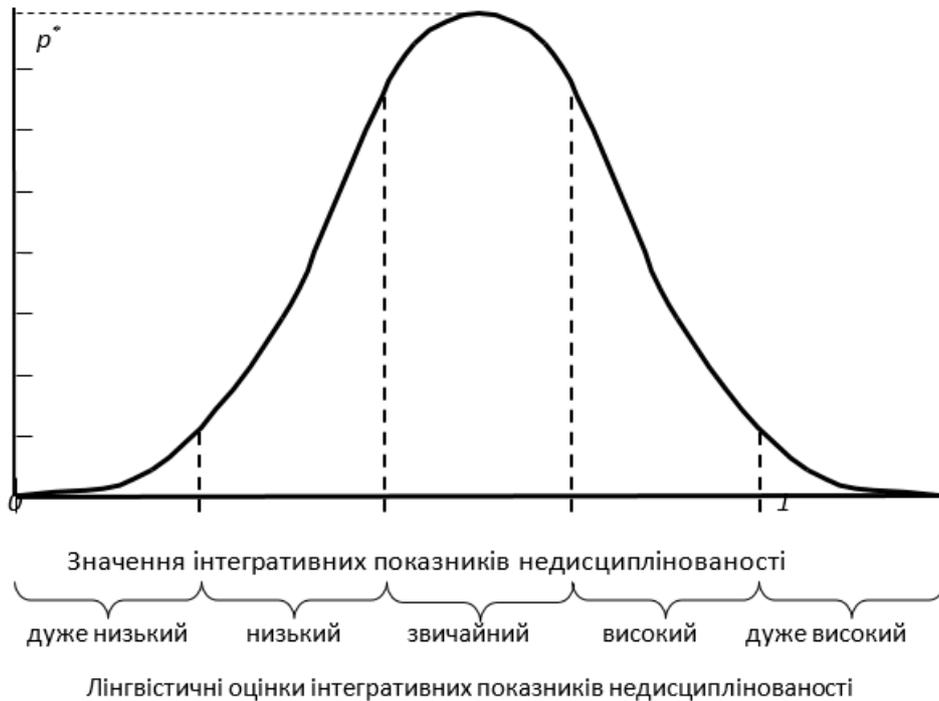


Рисунок 1 – Гіпотетичний розподіл показників інтегративної недисциплінованості

Аналогічні дослідження нескладно провести, застосовуючи розподіл  $\alpha_j$ .

Таким чином, проведені теоретичні дослідження сприяють всебічному кількісно-якісному аналізу інтегративних показників РНД випробуваних, що має принципове значення для індивідуалізації початкової професійної підготовки курсантів-майбутніх операторів «переднього краю» складних транспортних систем керування.

Подальші дослідження слід проводити у напрямках (не ранжуючи):

- розроблення професійних ситуативних проблемних ситуацій з хибними наслідками к результат прояву недисциплінованості;
- розроблення технології застосування методу послідовних поступок для встановлення припустимої міри НД для кожної її характерної риси;
- застосування диференційного підходу для уточнення порівняльної значущості-небезпеки ХРН, а отже і встановлення більш точних показників  $\alpha_i^{PH}$  та  $\alpha_{ij}^{PЧ}$  тощо.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Brecher, B. R. A Question of Judgment / B. R. Brecher // Flying, 1981, vol. 108. - № 5. – P. 48 – 52.
2. Jensen R. S. Aeronautical Decision Making for Instrumental Pilot / R. S. Jensen, J. Andrien, R. Lawton. DOT / FAA / PM-86/42.
3. Вайлетт, Патрик Р. Невезучие летчики – судьба или свойства характера / Патрик Р. Вайлетт // Авиатранспортное обозрение, 2007. – № 76. – С. 71 – 74.
4. Рева, О. М. Пілоти-«аварійники»: аналітичний огляд причин авіаційних подій за

людським фактором / О. М. Рева, В. П. Булава // Залізничний транспорт України: наук.-практ. ж., 2008. – № 6. – С. 37 – 41.

5. 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) : зб. м-лів XII Міжнар. наук.-практ. конф., - Херсон, 27-29 травня 2020 року, - Херсон : ХДМА, 2020. – С. 26-31.

6. Завдання кваліметрії, діагностики і корекції недисциплінованості авіаційних операторів «переднього краю» під час початкової професійної підготовки / О. М. Рева, В. В. Камишин, В. А. Шульгін, Л. А. Сагановська // Безпека життєдіяльності на транспорті та виробництві – освіта, наука, практика : тези допов. VII Міжнар. наук.-практ. конф. – Херсон, 9-12 вересня 2020 р., - Херсон : ХДМА, 2020. – С. 55-62.

7. Камишин, В. В. Суб-модель управління корекцією недисциплінованості курсантів-авіаційних операторів «переднього краю» / В. В. Камишин, О. М. Рева, Л. А. Сагановська // Матеріали III Міжнар. наук.-практ. конф. кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету, - Одеса, квітень 2021 року, – Харків : Вид-во Іванченко І.С., 2021. – С. 412-416.

8. Особливості функціонування діади «людина-людина» в процесі корекції недисциплінованості курсантів-авіаційних операторів «переднього краю» / В. В. Камишин, О. М. Рева, В. А. Шульгін, Л. А. Сагановська, А. М. Невиніцин // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINNT - 2021) : збірник матеріалів XIII Міжнар. наук.-практ. конф., - Херсон, 25-27 травня 2021 року, - Херсон : ХДМА, 2021. – С. 46-48 (364).

9. Обґрунтування напрямів вдосконалення експертних технологій в дослідженнях людського чинника / О. М. Рева, С. П. Борсук, С. В. Засанська, С. В. Яроцький // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINNT - 2021) : збірник матеріалів XIII Міжнар. наук.-практ. конф., - Херсон, 25-27 травня 2021 року, - Херсон : ХДМА, 2021. – С. 49-54 (364).

10. Рева, О. М. Напрямки вдосконалення технології діагностики і корекції небезпечних стратегій поведінки, оперативного мислення і прийняття рішень в курсантів (студентів) - пілотів / О. М. Рева, С. О. Завгородній, Л. А. Сагановська // Актуальні проблеми безпеки на транспорті, в енергетиці, інфраструктурі : зб. матеріалів I Міжнар. наук.-практ. конф., - с.м.т. Лазурне, 8-11 вересня 2021 року, - Херсон : Морський інститут імені контр-адмірала Ф. Ф. Ушакова, 2021. – С. 109-111.

11. Блумберг В. А. Какое решение лучше? Метод расстановки приоритетов / В. А. Блумберг, В. Ф. Глущенко. – Л. : Лениздат, 1982. – 160 с.

## **АКТУАЛЬНІ ЗАВДАННЯ ЕФЕКТИВНОГО ВИКОРИСТАННЯ ХМАРНОГО ТРЕНАЖЕРУ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ ПРИ ПІДГОТОВЦІ СУДНОВИХ МЕХАНІКІВ В ХДМА**

Богдан Ю.О., Сатулов А.І.

Херсонська державна морська академія, Україна

Сучасний освітній процес підготовки фахівців морського та річкового транспорту вимагає використання новітнього тренажерного обладнання [1], що забезпечує формування стійких практичних навичок майбутніх фахівців.

Останні роки процес навчання зазнає значних змін із-за зовнішніх епідеміологічних факторів (COVID-19), але попередній 2021-2022 навчальний рік видався надважким у зв'язку з військовими діями та їх наслідками. Складені обставини в котрі показують, що подальше навчання у традиційній формі не можливе. Наразі, при підготовці, суднових механіків, гостро стоїть питання належного методу демонстрації набутих компетенцій згідно вимог [2, 3] при проведенні лабораторних робіт, підготовці до атестації, виконанні екзаменаційних завдань, без аудиторного лабораторного устаткування.

У сучасному світі все більшого значення набуває використання хмарних технологій і навчальний процес не стоїть осторонь цього. Альтернативним способом дистанційного проведення лабораторних занять, занять з тренажерної підготовки та атестації з фахових дисциплін на кафедрі ЕСЕМ є застосування хмарного тренажеру машинного відділення Wärtsilä Voyage's Cloud Simulator (ERS 5000 TechSim). Доступ до хмарного тренажеру машинного відділення було надано Wärtsilä Corporation через платформу "OTG's Ocean Learning Platform" [4] протягом червня – серпня 2022 р. За цей період було освоєно специфіку роботи з хмарним симулятором, проведено лабораторні заняття з дисципліни «Підготовка до атестації» (група 243 ін.), заняття та заліки з лабораторного практикуму «Віртуальне машинне відділення» (групи 231, 232). Опираючись на отриманий досвід проведення онлайн занять та заліків для суднових механіків із застосуванням хмарного тренажеру машинного відділення (МВ) варто відмітити основні моменти, що викликали труднощі:

- наявні та належні засоби комунікації (комп'ютер та інтернет зв'язок);
- формування зручного для усіх здобувачів вищої освіти (ЗВО) графіку роботи, складання заліку;
- кількість одночасно працюючих ЗВО на тренажері із онлайн супроводом викладача;
- обмеженість часу загального доступу до симулятора.

З вище наведеного витікають наступні завдання ефективного використання хмарного тренажеру МВ при підготовці суднових механіків:

- розробка альтернативних варіантів на предмет, слабкого або нестійкого зв'язку, можливості роботи зі смартфона, тощо;
- забезпечення гнучкого графіку роботи з тренажером, особливо для складання заліків, іспитів та ліквідації академічних заборгованостей;
- забезпечення необхідної пропускну здатності одночасно працюючих ЗВО на тренажері із онлайн супроводом викладача;
- проведення аналізу необхідної і достатньої кількості годин онлайн роботи з тренажером МВ з метою визначення оптимального часу загального доступу до симулятора, як здобувачів так і викладачів.

Окрім наведених завдань також слід звернути увагу на підготовку викладачів для роботи з хмарним тренажером МВ, можливість і необхідність опанування нових сучасних моделей суден, створення завдань на тренажері для індивідуальної роботи ЗВО за інструкцією.

Світова практика з дистанційної підготовки фахівців морської галузі та власний досвід викладання дисциплін з застосуванням хмарного симулятора МВ свідчить про реальність і необхідність дистанційного навчання та оцінки компетентності ЗВО в умовах сучасних викликів.

Щира подяка Міжнародній раді морських роботодавців (The International Maritime Employers' Council, ІМЕС), компанії Ocean Technologies Group's, компанії Wärtsilä Corporation за можливість онлайн роботи з хмарним симулятором машинного відділення. Велика подяка керівництву ХДМА та колегам факультету суднової енергетики за підтримку впровадження новітніх технологій у навчальний процес.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Богдан Ю.О., Сатулов А.І. Застосування і розвиток тренажеру машинного відділення у напрямку академічної та практичної підготовки суднових механіків Інтеграція академічної, тренажерної та практичної підготовки фахівців морської галузі. Колективна монографія. За наук. ред. В.В. Чернявського, Л.Б. Куликової. Рига, Латвія: "Baltija Publishing", 2021. – С 79 – 100. DOI <https://doi.org/10.30525/978-9934-26-106-0-6>
2. The International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers (STCW), 1978, as amended.
3. International Seafarers' Training, Certification and Watchkeeping Code, as amended.
4. Wärtsilä cloud simulation now available on-demand via OTG's Ocean Learning Platform.  
Режим доступу: <https://www.wartsila.com/media/news/16-09-2021-wartsila-cloud-simulation-now-available-on-demand-via-otg-s-ocean-learning-platform-2976063>

## **ВИКОРИСТАННЯ ТРЕНАЖЕРНО-СИМУЛЯТОРНОГО ОБЛАДНАННЯ У ПРОЦЕСІ НАВЧАННЯ АНГЛІЙСЬКІЙ МОВИ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ МОРСЬКИХ ФАХІВЦІВ**

Волкова А.С.

Херсонська державна морська академія, Україна

Розвиток морського торговельного флоту вносить корективи до навчального процесу в цілому, та до підходів навчання англійській мові, як до критично важливого компоненту серед вимог до майбутніх морських фахівців. Сьогодні, судноплавство адаптує нові технології та передовий досвід. Структура конкурентного підходу змінилася. Співпраця між державами та судновласниками для створення інноваційних стратегій, які матимуть змогу задовольнити вимоги диференціального ринку, є ключовим елементом сьогодення.

Основна частина світової зовнішньої торгівлі припадає на морські перевезення. Якщо країна хоче стати державою із сильним торговельним флотом, потрібно враховувати аспекти сьогоднішніх та майбутніх вимог. Наявність кваліфікованих фахівців є ключовим елементом для досягнення вищеназваної цілі. Зростаючий флот означає зростаючу потребу у висококваліфікованому персоналі. Тренажерна підготовка та навчання морських фахівців, це динамічна поле, яке потребує постійного перегляду та оновлення з урахуванням розвитку новітніх технологій. Саме через це, запровадження новітніх технічних засобів навчання ТЗН у навчальний процес є першочерговим завданням для морських освітніх закладів по всьому світі.

Розвиток морського торговельного флоту є вкрай важливим завданням в рамках покращення світової економіки. Новітні судна будуються повністю автоматизованими. Для безпечного та ефективного управління такими суднами, морська індустрія потребує висококваліфікованих морських фахівців, зокрема офіцерів. Навчання та тренажерна підготовка морських фахівців є ключовим елементом для досягнення даної цілі, а для того щоб забезпечити якість тренажерної підготовки та навчання морських фахівців, необхідно вдосконалювати освітні процеси з урахуванням розвитку інноваційних технологій. Завдяки швидкісному розвитку технологій обумовлюються зміни у формуванні професійних компетентностей майбутніх морських фахівців. Тезу присвячено висвітленню значущості тренажерно-симуляторного обладнання у процесі вивчення англійської мови в вищих навчальних закладах (ВНЗ) морського профілю.

Аналіз специфіки використання тренажерно-симуляторного обладнання у процесі навчання англійській мові для підготовки морських фахівців, опанування професійних компетентностей у лабораторіях тренажерних симуляторів та практичне відпрацювання ситуацій на заняттях з англійської мови є головним завданням морських ВНЗ. Реалізація мети висуває наступні завдання для її досягнення: 1) проведення аналізу систем вправ для відпрацювання на тренажерно-симуляторному обладнанні із зарахуванням компетентнісного підходу у викладанні морської англійської мови; 2) формування структури вправ для відпрацювання та удосконалення навичок, умінь та знань за допомогою ТЗН.

Дослідження BIMCO ISF Manpower Report 2005, 2010 та 2016 років, засвідчили нестачу висококваліфікованих офіцерів [1]. Дана ситуація змушує переглянути освітній процес та програму підготовки морських фахівців. Дослідження методологічних підходів у викладанні морської англійської мови з використанням тренажерно-симуляторного обладнання, привело до висновку, що сучасне комунікативно-орієнтоване навчання у морських ВНЗ має готувати здобувачів вищої освіти (ЗВО) до використання морської англійської мови в реальному житті, що уможлиблюється багаторазовим відпрацюванням потенційно-можливих критично-важливих ситуацій на тренажерно-симуляторному обладнанні для удосконалення набутих знань, умінь та навичок.

А. Макаренко в своїх працях зазначав, що педагог повинен вміти проектувати особистість, тобто чітко знати, які саме якості вихованця мають бути сформованими у процесі

виховання [9]. Саме А. Макаренко був першим, хто запровадив термін «технологія» в освітній процес.

Слово «технологія» (англ. technology від давньогр. τέχνη — уміння і λόγος — думка), за визначенням тлумачного словника іношомовних слів, означає:

1. Сукупність знань, відомостей про послідовність окремих виробничих операцій у процесі виробництва чого-небудь.
2. Сукупність способів обробки або переробки матеріалів, виготовлення виробів, проведення різних виробничих операцій тощо.
3. розм. застосування наукових знань для вирішення практичних завдань [12].

Лише на початку ХХ століття, з'явилося поняття «педагогічна техніка», що включає прийоми та засоби, які застосовуються для покращення ефективності організації освітнього процесу. Починаючи з 40-х років ХХ століття, ТЗН почали імплементуватися у освітній процес і, вже починаючи з 60-х років ХХ століття, виникає поняття «технологічний підхід» до навчання.

Ю.І. Пассов вважає, що навчання іноземної мови повинно будуватися як модель процесу реальної комунікації [13]. Таким чином, комунікативні ситуації, які використовуються в навчанні іноземної мови у морських ВНЗ, мають моделювати типові ситуації реального життя на борту судна.

Програма з англійської мови для професійного спілкування вимагає вивчення іноземної мови не як набору окремих елементів, а як інтегровану систему вмінь і знань [14]. Дана диверсифікація мовної освіти служить для освоєння знань, навичок та вмінь у їх взаємодії, що набуваються за допомогою використання ТЗН. Тренажерні лабораторії навігаційного містка та машинного відділення обладнані ідентичними до реальних приладами, що забезпечують результативне сприйняття навчального матеріалу ЗВО. Тренажно-симуляторне обладнання сприяє ознайомленню ЗВО безпосередньо з їхніми прямими обов'язками на судні та подальшій адаптації до реального судового обладнання та систем.

ТЗН включають устаткування, прилади та обладнання, що використовуються у освітньому процесі. Говорячи про морські освітні заклади, одним із найновітніших є тренажер. Тренажер створений для практичного набуття морськими фахівцями навичок та вмінь. Відповідно до Конвенції ПДНВ зі змінами «...будь-який симулятор, що використовується у навчальному процесі, повинен бути здатним імітувати можливості судового обладнання на рівні фізичного реалізму...» [7, Розділ А-І/12, С. 93]. Це має особливе значення, так як морська галузь продовжує приймати підготовку та навчання із застосуванням тренажерів на рівні проходження практики на борту судна. Можливо, цей факт, можна пов'язати із критичною нестачею офіцерів на флоті [2]. За визначенням міжсесійної робочої групи (ISWG) 1994 року Міжнародної морської організації (ІМО), тренажером називається реалістична імітація, в режимі реального часу, керування судном, радаром та навігацією, двигуном та іншими судовими системами, з використанням інтерфейсу ЗВО або стажером, в межах або поза межами робочого середовища [5, 6].

Згідно зі статистичними даними 2012 року, від 60% до 94% нещасних випадків у морській галузі стається через людський фактор [10]. У зв'язку з цим, Конвенція та Кодекс ПДНВ, висунула вимогу до офіцерів, рівнів експлуатації та керування, на обов'язкове проходження курсу Управління морськими ресурсами (МРМ) [8]. Метою навчання даного курсу є набуття ЗВО нетехнічних навичок, відсутність котрих, як стверджується, збільшує потенційну можливість виникнення аварійних ситуацій через людський фактор.

Створення системи вправ для формування мовленнєвої компетенції з морської англійської мови є критично важливим інструментом для набуття інтегрованих знань, вмінь та навичок. Конфігурації систем вправ, уроків можуть відрізнятися, але матимуть єдину ціль. Симуляція є одним із методів інтерактивного навчання, що дозволяє досягти поставленої мети завдяки зануренню ЗВО в атмосферу вирішення завдань квазіпрофесійної діяльності. Сьогодні, для формування професійних компетентностей використовуються такі сучасні види ТЗН: електронні підручники, інтерактивні навчальні посібники, тренажерно-симуляторне

обладнання, тренажери з доповненою та віртуальною реальністю, а також електронне навчання. Електронне навчання являє собою вагомий інструмент для неперервної самоосвіти та саморозвитку ЗВО, які знаходяться в тисячах миль від берегу.

Після опанування компетентностей на тренажерно-симуляторному обладнанні, ЗВО мають змогу закріпити набуті навички на заняттях з англійської мови. Для таких цілей застосовуються такі види вправ, як:

- обговорення кейсів з відповідаючими дійсності поламками та можливими шляхами їхнього вирішення;
- формування звітів з виконаної роботи із встановлення несправностей;
- дебати щодо відстоювання певної точки зору з погляду на проблему;
- .....

При вдалому підборі матеріалу та його цілеспрямованому плануванні, набуті знання на заняттях у тренажерно-симуляторних лабораторіях вносять елементи новизни у навчальний процес, зацікавлюють ЗВО до вивчення іноземної мови, надаючи їм доступ до автентичних матеріалів та можливість працювати у зручний для них час, сприяючи навчальному процесу в цілому.

Процес формування компетентностей при вивченні морської англійської мови у ВНЗ України морського профілю має бути спрямований на:

- забезпечення необхідного рівня іншомовної комунікативної компетентності в основних видах мовленнєвої діяльності;
- формування загальної компетентності морських фахівців;
- інтеграцію компетентності в процесі самостійної діяльності;
- розвиток творчого потенціалу ЗВО, їх інтелектуальних і професійних здібностей у процесі професійної підготовки;
- розширення їх світогляду на основі вирішення професійно-значущих завдань;
- збільшення професійної мотивації;
- розвиток особистісних і професійних якостей.

На заняттях з англійської мови, здобуті компетентності відпрацьовуються для закріплення мовного матеріалу, а також для отримання професійних навичок, таких як: вміння проводити переговори, робити презентації, а також розвивати критичне мислення, вміння приймати та обґрунтовувати рішення. За гарної організації, лексичні і граматичні помилки швидко зникають. У ЗВО зникає страх говорити англійською мовою і з'являється довгострокова мотивація вивчати англійську мову, так як вона є засобом для досягнення мети.

Вважаємо, що структура вправ для відпрацювання та удосконалення навичок, умінь та знань за допомогою тренажерно-симуляторного обладнання повинна містити наступне:

- інструкцію, яка зазначатиме ціль та покрокові етапи виконання завдання;
- матеріали необхідні для виконання вправи;
- зразок виконання та ключ для самоконтролю можуть бути у наявності (за вимогою)
- як факультативні компоненти;
- також, було б доцільним виконання тестових завдань у період пост-тренажерного відпрацювання.

Даний підхід у навчанні відрекомендував себе з найкращої сторони і є причиною виникнення багатьох міжнародних морських освітніх платформ, таких як: Міжнародна асоціація морських лекторів (IMLA), Міжнародна асоціація морських університетів (IAMU), GlobalMET, MariFuture та інші [3, 4].

Функції впровадження новітніх технологій та підходів у навчальний процес морських ВНЗ:

- Систематичне використання тренажерів для імітації реальних умов задля застосування навичок, умінь та розумінь та їх досконалого відпрацювання.
- Проходження реальної практики на борту судна для ознайомлення з реальними умовами та застосування набутих навичок, умінь та розумінь, їх апробації та відпрацювання.

- Покращення навичок управління ресурсами для набуття ними навичок проведення ризик менеджменту.
- Розробка цілісних навчальних програм для їх відповідності професійним та академічним вимогам.
- Вдосконалення навичок роботи з інформаційними технологіями (ІТ) для розуміння та безпечного керування сучасними системами автоматизації на борту судна.
- Використання електронних методів навчання з ціллю полегшення навчального процесу морських фахівців під час проходження практики на борту судна.
- Налагодження міцної співпраці та координації з морською індустрією для покращення академічної програми та якості проходження підготовки на борту судна.
- Зовнішнє оцінювання та верифікація результатів навчання з ціллю забезпечення їхньої якості [11].

Для досягнення поставлених задач, пропонуємо такі дії:

- залучення підтримки морської індустрії на всі стадії освітнього процесу;
- впровадження новітніх ТЗН в освітні процеси та програми підготовки;
- створення синергії професійно-технічної та академічної освіти.

Спільною метою є вдосконалення освітніх процесів та підготовки морських фахівців для забезпечення безпеки персоналу та судна в цілому. Нові можливості, що відкриваються завдяки технологіям та використанню передових координаційних методів, дозволять покращити рівень та якість підготовки морських фахівців.

Таким чином, можемо дійти висновку, що розвиток іншомовної професійної компетентності у майбутніх фахівців морських ВНЗ України реалізовується через упровадження комунікативного підходу у викладанні морської англійської мови. Невід'ємною частиною опанування спеціальності є заняття на тренажерно-симуляторному обладнанні для підвищення рівня формування професійних компетентностей та особистісних якостей. Саме правильно організований навчальний простір, поєднання навчання з ситуаціями, потенційно-можливими в професійній діяльності дає істотні результати у вивченні морської англійської мови завдяки закріпленню досвіду на тренажерно-симуляторному обладнанні. Морська індустрія стрімко розвивається в усіх країнах світу та вимагає постійного розвитку та вдосконалення систем та процесу освітньої підготовки фахівців. З огляду на це, важливо зазначити високо пріоритетну зацікавленість морських освітніх закладів у створенні відповідної системи підготовки персоналу, яка б задовольняла міжнародним вимогам. На сучасному етапі розвитку, до освітнього процесу підготовки морських фахівців існує велика кількість питань, які потребують подальших досліджень.

## ЛІТЕРАТУРА

1. BIMCO/ISF. Manpower Report. The global supply and demand for seafarers in 2015. Bagsværd, Denmark. URL: <https://www.ics-shipping.org/publication/manpower-report-2015-executive-summary/>
2. Cross S. Quality MET through quality simulator applications. Proceedings of the 19th Conference of International Maritime Lecturers' Association. 2011. URL: [https://commons.wmu.se/cgi/viewcontent.cgi?article=1257&context=all\\_dissertations](https://commons.wmu.se/cgi/viewcontent.cgi?article=1257&context=all_dissertations)
3. IMLA Conference. The Impact of the Revised STCW Convention on Maritime English-Tightening the Communicative Competence Provisions. Proceedings of the 18th Conference of International Maritime Lecturers' Association. Shanghai. China. 2010. P. 467.
4. IMLA Conference. Developing an Effective Maritime Education and Training System - TUDEV Experiment. Conference of International Maritime Lecturers' Association. Accra. Ghana. 2009.
5. IMO. URL: <https://www.imo.org/>
6. IMO Inter-sessional Simulator Working Group (ISWG), STW 26/Inf. 7. Sub-Committee STCW, Submitted by IMO ISWG Consultants, London. 1994. p. 94

7. IMO. Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers including 2010 Manila amendments. STCW Convention and STCW Code. URL: <https://www.imo.org/en/OurWork/HumanElement/Pages/STCW-Conv-LINK.aspx>
8. International Shipping Federation (ISF). Guidelines on the IMO STCW Convention including the 2010 Manila Amendments. (3rd Ed.). London. Marisec Publications. 2010. p. 96.
9. Макаренко А.С. Методика воспитательной работы. М.: Сов. шк., 1990. 336 с.
10. Mende S., Ziegler P. Human factors within the Maritime Training Aspects. A report concerning the implementation of STCW Manila 2010 “Human Factors amendments” into practical trainings. Proceedings of the 20th Conference of International Maritime Lecturers’ Association. Terschelling, Netherlands. 2012. P. 67
11. Oral Erdogan, Ergun Demirel. New Technologies in Maritime Education and Training, Turkish Experiment. Universal Journal of Educational Research 5(6). 2017. Pp. 947-952, 2017. URL: <http://www.hrpub.org/>
12. Тлумачний словник іншомовних слів. URL: <https://dictionary.cambridge.org/>
13. Самойленко Н. Б. Міжкультурна компетентність майбутніх фахівців гуманітарного профілю. Севастополь: Рібест, 2013. 412 с.
14. Гришкова Р. О. Методика навчання англійської мови за професійним спрямуванням студентів нефілологічних спеціальностей: навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. Миколаїв: ЧДУ, 2015. 220 с.

## **НОТАТКИ**

Відповідальні за випуск *Р.Є. Врублевський, В.П. Савчук*  
Технічний редактор *Д.В. Курносенко*  
Друк, фальцювальні-палітурні роботи *В.Г. Удов*

Формат 60x84/16. Папір офсетний.  
Ум. друк. арк 18,76  
Підписано до друку 03.09.20 р.  
Тираж 100 прим.

Видавництво  
Херсонська державна морська академія,  
Просп. Ушакова, 20, м. Херсон, 73000  
Тел. 091-32-65-473

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої  
справи до Державного реєстру  
ДК №4319 від 10.05.2012