

**Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Одеська морська академія»
Навчально-науковий інститут інженерії (ННІ)
Одеське відділення інституту морської техніки, науки і технології
(Великобританія)**

МАТЕРІАЛИ

**Науково-технічної конференції молодих дослідників
"Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт"
16.11.2023**

Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт", 16.11.2023. – Одеса: НУ «ОМА», 2023. –336 с.

Матеріали публікуються згідно з поданими авторами оригіналами.

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ.....	8
Міюсов М.В. Реформування системи вищої освіти в Україні	8
Захарченко В.М. Сучасні тенденції у стандартах підготовки та дипломування осіб командного складу морських суден: завдання та виклики для морських закладів вищої освіти України.....	9
СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ.....	11
Стойков С.І., Сагін С.В. Забезпечення експлуатаційних показників систем мащення суднових дизелів.....	11
Олійник Р.О., Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат під час забезпечення процесів мащення суднових дизелів.....	16
Олійник В.О., Сагін С.В. Забезпечення екологічності роботи морських суден під час їх експлуатації в особливих районах північної Європи.....	21
Іонов М.С., Сагін С.В. Підвищення ефективності роботи паливної апаратури високого тиску суднових дизелів	26
Кардашев Д.Д., Сагін С.В. Підвищення ефективності процесу підготовки суднових палив.....	32
Багапов П.С., Сагін С.В. Використання хімічної обробки суднових палив ...	37
Пітенко М.Ю., Сагін С.В. Забезпечення діагностування та контролю робочого процесу суднових дизелів	42
Дяченко Ю.О., Сагін С.В. Забезпечення експлуатаційних показників моторних мастил, що використовуються в системах мащення суднових дизелів	47
Шкепу А.В., Сагін С.В. Підвищення ефективності процесу очищення суднових льяльних вод.....	53
Чимшир В.І., Сагін С.В. Аналіз екологічної стійкості та енергетичної ефективності використання скрубберного очищення випускних газів дизелів суден морського транспорту.....	58
Дерменжі О.С., Сагін С.В. Вдосконалення процесів мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту	71
Погрібний Ю.В., Аболешкін С.Є. Підвищення екологічної безпеки суднових дизелів з використанням альтернативних палив.....	76
Савченко К.В., Аболешкін С.Є. Аналіз ефективності використання газових палив у суднових енергетичних установках	79
Чатанава А.Ю., Аболешкін С.Є. Підвищення ефективності роботи підшипників ковзання суднових середньообертових дизелів.....	81
Сахаров О.В., Веретенник О.М. Підвищення ефективності утилізації тепла суднової енергетичної установки.....	84

Тентюк Д.Ю., Веретеннік О.М. Підвищення надійності паливної апаратури дизелів при роботі на низькосірчистих паливах.....	86
Чебан О.Б., Веретенник О.М. Підвищення ефективності імпульсної системи наддуву суднових дизелів.	88
Крикун М.А., Половинка Е.М. Розвиток методів та технічних засобів контролю робочих процесів суднових дизелів	89
Сергієнко В.В., Заблоцький Ю.В. Забезпечення процесу мащення циліндрової групи суднових крейцкопфних дизелів	94
Зіканін О.А., Заблоцький Ю.В. Підвищення якості очистки моторних мастил суднових середньообертових дизелів	99
Дзюба О.О., Заблоцький Ю.В. Підтримка функціональних характеристик багатокомпонентних технічних рідин під час їх транспортування суднами морського транспорту.....	104
Данелян В.А., Заблоцький Ю.В. Підвищення ефективності процесу очищення суднових важких палив	110
Нелюбін А.Р., Заблоцький Ю.В. Вдосконалення системи очищення суднових палив.....	114
Рамазанов А.Г., Заблоцький Ю.В. Забезпечення вимог MARPOL щодо попередження забруднення водами, що містять нафту	119
Тищенко В.О., Заблоцький Ю.В. Підвищення ефективності функціонування спеціальних систем морських суден класу psv	124
Карпенко А.О., Заблоцький Ю.В. Підвищення ефективності системи наддува суднових малообертових дизелів	131
Михеєв Д.В., Заблоцький Ю.В. Зниження необертових втрат енергії в суднових двигунах внутрішнього згоряння	135
Нелюбін А.Р., Заблоцький Ю.В. Вдосконалення системи очищення суднових палив.....	140
Сивоконенко Г.В, Заблоцький Ю.В. Удосконалення процесу підготовки суднових важких палив	145
Гагауз Л.Л., Заблоцький Ю.В. Підвищення паливної економичності дизелів суден морського транспорту.....	150
Михайлік С.С., Заблоцький Ю.В.	155
Забезпечення стійкості процесу згоряння палива на часткових навантаженнях судового дизеля.....	155
Парменова Д.Г., Сагін С.В. Запобігання інвазійного забруднення морських акваторії під час експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту	160
Позивай М.Є., Парменова Д.Г. Зниження токсичності випускних газів суднових дизелів	174
Ліщинський В.І., Парменова Д.Г. Підвищення експлуатаційних показників роботи суднових дизелів шляхом використання альтернативних палив.....	178

Стас І. І., Парменова Д.Г. Реалізація вимог ІМО щодо забруднення навколишнього середовища оксидами сірки з морських суден.....	183
Качанов С.І., Парменова Д.Г. Удосконалення процесу підготовки суднових важких палив шляхом використання модульних схем побудови паливних систем.....	187
Кандяк Р.О., Парменова Д.Г. Поліпшення експлуатаційних показників суднових дизелів шляхом кавітаційної обробки палива.....	192
Есментович В.В., Парменова Д.Г. Забезпечення економічних показників роботи суднових дизелів	196
Магльона О.М., Парменова Д.Г. Зниження емісії оксидів азоту з випускними газами суднових дизелів.....	200
Карабінєнко О.В., Колегаєв М.О. Зниження емісії оксидів азоту з випускними газами суднових чотиритактних дизелів	205
Петрожицький Н.М, Колегаєв М.О. Забезпечення експлуатаційних показників суднового пропульсивного комплексу під час зміни зовнішніх збурень	210
Орєшин О.А., Колегаєв М.О. Підвищення ефективності процесу управління очищенням аластних вод суден морського транспорту.....	215
Соловійов О.В., Колегаєв М.О. Оптимізація роботи допоміжного обладнання енергетичних становок днопоглиблювальних суден	219
Постовой О.І., Колегаєв М.О. Забезпечення експлуатаційних показників суднових дизелів під час використання присадок до палива.....	224
Ковальов О.А., Колегаєв М.О. Забезпечення контролю показників робочого процесу суднових дизелів	229
Попов М.С., Фрасинюк І.І. Підвищення екологічності суднових дизелів....	234
Заболотний А.В., Фрасинюк І.І.	238
Забезпечення міжнародних вимог під час проведення баластних операцій на морських судах.....	238
ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ СЕУ	243
Белягинський М.С., Голіков В.А. Модернізація суднової системи очищення нафтовміщувальних вод	243
Буряк М.С., Голіков В.А. Підвищення ефективності експлуатації систем комфортного кондиціонування повітря.....	248
Жуков А.Ф., Голіков В.А. Особливості експлуатації суднових теплообмінних апаратів	251
Курінакі А. Д., Онищенко О. А. Використання сучасних принципів управління судновими системами кондиціонування	253
Соловійов Б. О., Онищенко О. А. Удосконалення системи охолодження суднового двигуна.....	256

Абушаєв І. С., Онищенко О. А. Побудова моделей парокомпресорної холодильної установки для досліджень динамічних і енергетичних процесів	259
Голубенко В.В., Нікольський В.В. Модернізація засобів подачі змішаного палива дизельної енергетичної установки танкера - газовоза	263
Кузьмінський Б.В., Нікольський В.В. Модернізація системи моніторингу параметрів суднового дизеля.....	265
Яремчук Д.А. Нікольський В. В. Підвищення працездатності системи електронного управління подачею палива суднового малообертового дизеля MAN B&W серії ME.....	267
Денисенко В.О., Довіденко Ю.М. Вплив кута випередження подачі палива на робочий процес дизеля	268
Савицкас О.С., Довіденко Ю.М. Теоретичне дослідження процесу подачі мастила під постійним тиском в циліндри малообертових двигунів.	271
Дица В.В., Козьмініх М.А. Особливості паливопідготовки вторинної пари вантажу на газовозах	274
Дікусар В. Є., Ерський В. О, Козьмініх М.А. Підвищення надійності холодильного обладнання рефрижераторного контейнеру за рахунок використання навантаженого резерву	276
Казанець О. В., Козьмініх М.А. Підвищення енергоефективності випарників систем комфортного кондиціювання повітря	282
Котолуп Д. О., Козьмініх М.А. Оцінка ефективності використання холодильних агентів в судових умовах	284
Чорний Є. І., Романенко Д. М., Козьмініх М.А. Визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувачів судових холодильних установок ..	291
Огурцов Д.В., кер. Хлієва О. Я. Огляд способів переохолодження холодоагенту після конденсатора для підвищення ефективності парокомпресійної холодильної машини.....	295
Мельник Е.В., Хлієва О. Я. Аналіз доцільності застосування ежекторної холодильної машини для підвищення ефективності судової парокомпресійної холодильної системи.....	300
Панічев А.І., Хлієва О. Я. Холодоагент R1234yf як перспективне робоче тіло для суднового холодильного обладнання	303
Матвієнко І.С. Дрозд О.В. Підвищення ефективності роботи сепаратора Mitsubishi SJ-20G.....	307
M\N “CHESAPEAKE HIGHWAY”	307
Аріс Фікрет, Афтанюк В.В. Аналіз шляхів вдосконалення експлуатації судових одоприймальних пристроїв.....	309
Новак В.С., Ващенко В.О., Богач В.М. Лубрикаторні системи судових МОД з електронним управлінням	313

Stiranec Ya.I., Kachurka Ya.I., Zhuravlov Yu.I. Analysis of defects affecting the performance of parts of ship's technical equipment	318
Рябокін М.Ю., Генріх Д.В., Мельник О.А. Класифікація зварювання металу по введеної енергії за фізичними ознаками (зварювання, пайки, температура тертя)	324
Шевчик К.Т., Костюченко Є.Ф. Суть способу підводного зварювання.	326

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ

УДК 629.123.56

Міюсов М.В.,
ректор НУ «ОМА»,
д-р техн. наук, професор

Національний університет «Одеська морська академія»

Реформування системи вищої освіти в Україні

Останнім часом Міністерством освіти і науки України (МОН) розроблено значну кількість нормативних актів: проектів постанов Кабінету Міністрів, законопроектів про внесення змін до Законів України «Про освіту», «Про вищу освіту» та інші. Всі ці зміни безпосередньо стосуються кожного учасника освітнього процесу як викладача, так і студента.

Проекти нормативних документів було винесено для публічного обговорення, заступник міністра освіти і науки Михайло Вінницький проводив зустрічі з ректорами провідних закладів вищої освіти. Більшість законопроектів уже внесено на розгляд Верховної Ради, частину з них схвалено комітетами, деякі вже прийняті в першому читанні.

Необхідно уважно розглянути новації, запропоновані МОН у наступних документах:

1. Проект Закону України «Про внесення змін до деяких законів України (щодо створення передумов для модернізації мережі закладів вищої освіти)».

2. Проект Закону України «Про внесення змін до деяких законів України щодо дебіюрократизації діяльності центрального органу виконавчої влади у сфері освіти і науки».

3. Проект постанови Кабінету Міністрів України «Про затвердження переліку галузей знань і спеціальностей, за якими здійснюється підготовка здобувачів вищої освіти».

4. Постанова Кабінету Міністрів від 24 грудня 2019 року № 1146 «Про розподіл видатків державного бюджету між закладами вищої освіти на основі показників їх освітньої, наукової та міжнародної діяльності» (нова редакція має вступити в дію з 1 січня 2024 р.).

5. Проект Закону України «Про внесення змін до деяких законів України щодо фінансування здобуття вищої освіти та надання державної цільової підтримки здобувачам освіти».

6. Проект Закону України №10177 від 23.10.2023 «Про внесення змін до деяких законів України щодо розвитку індивідуальних освітніх траєкторій та вдосконалення освітнього процесу у вищій освіті» (на розгляді в комітеті, внесений КМУ).

7. Проект Закону України «Про внесення змін до деяких законів України щодо підтримки наукової роботи в закладах вищої освіти».

У разі затвердження та введення в дію зазначених нормативних актів університету необхідно буде прийняти цілу низку кардинальних змін до організаційної структури та організації освітнього процесу.

УДК 629.123.56

Захарченко В.М.

проректор з науково-педагогічної роботи НУ «ОМА»,
д-р техн. наук, професор

Національний університет «Одеська морська академія»

Сучасні тенденції у стандартах підготовки та дипломування осіб командного складу морських суден: завдання та виклики для морських закладів вищої освіти України

Міжнародна морська організація (ІМО) з часу відновлення своєї роботи в режимі безпосередньої фізичної участі делегатів країн - членів у заходах (після перерви, пов'язаної із пандемією COVID-19) продовжує працювати над внесенням змін до існуючих та розробленням нових стандартів, що стосується безпеки судноплавства.

Зокрема, триває процес всебічного перегляду Міжнародної конвенції з підготовки і дипломування моряків та несення вахти (Конвенція ПДНВ) та Кодексу з підготовки і дипломування моряків та несення вахти (Кодекс ПДНВ). На теперішній час запроваджено нову процедуру внесення змін до Конвенції ПДНВ та Кодексу ПДНВ. Зміни тепер вносяться рішенням Комітету з морської безпеки (Maritime Safety Committee, MSC). Як правило, зараз зміни вносяться поступово до окремих частин, розділів, параграфів після їх розроблення, обговорення і ухвалення у профільних підкомітетах та комітетах ІМО та їх затвердження Комітетом з морської безпеки.

Значна кількість нових документів обговорювалась на 107-ій сесії Комітету з морської безпеки, яка проходила з 31 травня по 9 червня 2023 року і в якій брав участь автор статті в якості представника Міжнародної асоціації морських університетів. Під час цього заходу Генеральний Секретар ІМО сфокусував увагу делегатів як на необхідності повноцінного впровадження вже існуючих документів і стандартів ІМО, так і на актуальності швидкого розроблення нових.

Серед нових документів і стандартів ІМО, які найближчим часом будуть суттєво впливати на зміст та організацію підготовки осіб командного складу морських суден та які мають терміново взяти в роботу морські заклад вищої та фахової передвищої освіти України, автор пропонує звернути особливу увагу на такі.

107-а сесія Комітету з морської безпеки (MSC 107) затвердила проект поправок до таблиці А-VI/1-4 Кодексу ПДНВ, передбачивши обов'язкову підготовку усіх моряків із питань запобігання та реагування на знущення та

домагання, включаючи сексуальні домагання та сексуальне насильство. Зазначені поправки плануються до введення в дію у 2024 році рішенням MSC 108. Відповідна підготовка має бути включеною до освітньо-професійних програм, за якими здійснюється підготовка осіб командного складу морських суден вже з 2024 року.

Також, 107-а сесія Комітету з морської безпеки затвердила проект нової редакції Міжнародної конвенції про стандарти підготовки, сертифікації персоналу риболовних суден та несення ваhti та текст нового Кодексу з підготовки, сертифікації персоналу риболовних суден та несення ваhti із візією їх остаточного прийняття у 2024 році.

Важливим питанням, на якому зробив наголос Генеральний Секретар ІМО, є також питання безпеки мазуту. Генеральний секретар закликав Комітет з морської безпеки розвивати заходи, пов'язані з параметрами нафтового палива, крім температури спалаху, для підвищення безпеки суден, і відзначив їх важливість для майбутньої екологічної стійкості міжнародного судноплавства.

Окремим питанням, яке в найближчі роки стане одним з найбільших викликів для системи морської освіти, є швидкий розвиток технологій морських автономних надводних суден. ІМО вже кілька років розробляє проєкт Міжнародного кодексу з безпеки для морських автономних надводних суден (International Code of Safety for Maritime Autonomous Surface Ships, MASS Code). На теперішній час вже розроблено проєкт структури Кодексу та низка його основних положень, зокрема вимоги до компетентності моряків на борту морських автономних суден (за наявності), вимоги до дистанційних центрів управління морськими автономними надводними суднами та до кваліфікації операторів таких дистанційних центрів управління, а також ряд інших положень. Прийняття зазначеного кодексу заплановано на 2026 рік.

Швидкий розвиток технологій морських автономних надводних суден незмінно призведе до значних змін у структурі ринку праці у морському судноплавстві, що вже у найближчі роки має знайти своє відображення й у структурі спеціалізацій морської освіти та змісті програм підготовки морських фахівців у закладах освіти.

Також морським закладам освіти слід звернути увагу на Резолюції ІМО MSC.396(95) від 11.06.2015 та MSC.397(95) від 11.06.2015, якими впроваджено Кодекс з безпеки для суден, що використовують газу або інші палива з низькою температурою спалаху та внесено відповідні зміни до Кодексу ПДНВ, зокрема введено стандарти компетентності для суден що використовують газу або інші палива з низькою температурою спалаху. Зазначені стандарти мають як можна швидше бути імплементованими у освітньо-професійні програми з підготовки осіб командного складу машинної команди морських суден.

СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ

УДК 629.5

Стойков С.І., Сагін С.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення експлуатаційних показників систем мащення суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Експлуатація пропульсивних комплексів суден морського та внутрішнього водного транспорту відбувається на сталих та перехідних режимах роботи. До перших відносяться режими номінальної та тривалої експлуатаційної потужності (коли потужність головного двигуна $N_{\text{е реж}}$ дорівнює його номінальній потужності $N_{\text{е ном}}$, або знаходиться в межах $N_{\text{е реж}}=(0,9\dots0,95)N_{\text{е ном}}$) та режими часткового навантаження (в разі коли потужність головного двигуна знаходиться в межах $N_{\text{е реж}}=(0,4\dots0,9)N_{\text{е ном}}$). До перехідних режимів відносяться режими зміни навантаження, а також режиму пуску та реверсування.

Пускові режими є найбільш відповідальними для будь-яких типів двигунів, в тому числі і суднових середньо-обертових дизелів (СОД). В цей час надійність роботи дизелів забезпечується усіма системами, що підтримують роботу дизеля. Тому підвищення надійності суднових дизелів на пускових режимах може бути досягнуто за рахунок вдосконалення функціонування системи циркуляційного мащення дизеля за рахунок керування реологічними характеристиками мастильного матеріалу.

Остаточною фазою ремонтних докових операцій є спуск судна на воду. При цьому в повному обсязі закінчуються роботи по корпусній частині судна і гвинто-рульового комплексу. Однак можливі випадки, коли з тих чи інших виробничих чи експлуатаційних причин головний двигун (ГД) судна ще не готовий до роботи. Даний аспект суворо не регламентується в нормативних документах наглядових органів. Крім того, для суден, оснащених дизелями, що працюють на гвинт крок якого регулюється (ГКР), введення в дію яких не планується в районі судноремонтного заводу, взагалі не розглядається до моменту ходових випробувань. Якщо великотоннажні судна після закінчення докового ремонту виводяться на відкриту воду за допомогою портових засобів, то для суден малої та середньої водотоннажності можливий самостійний вихід за територію порту. Крім того, такі судна менш інерційні, а тому більш схильні до дії факторів, що обурюють, якими можуть служити випадкове хвилювання моря або помилка під час буксирування [1]. Все це ще раз підтверджує необхідність повної готовності комплексу ГД – ГКР до роботи під час виходу судна з доку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для суден середньої водотоннажності, що використовують як ГД СОД, що працюють на гвинт, крок якого регулюється (ГКР), питання підготовки дизеля та системи, що обслуговують

його роботу, відносно до моменту виходу судна з сухого доку раніше розглядалися з позиції загального забезпечення суднової енергетичної установки (СЕУ) до експлуатації [2]. При цьому робота циркуляційних систем мащення вивчалась при умовах, що моторне мастило, що в них використовується, не підлягає ніякої додаткової обробки (зокрема введенню в нього поверхнево-активних речовин, що сприяють покращенню його реологічних характеристик). Також не розглядалась можливість модернізації вже існуючих мастильних систем з метою підвищення надійності їх роботи у випадку екстреного пуску дизеля [3].

Постановка завдання. Наведений огляд останніх досліджень свідчить про наявність невирішеної проблеми з можливості забезпечення додаткових маневрових якостей судна, а, отже, підвищення його керованості та живучості, що може бути досягнуте шляхом оптимізації експлуатаційних показників роботи циркуляційних систем мащення суднових дизелів

Виклад основного матеріалу дослідження. Експерименти, що пов'язані з даними дослідженнями, були проведені на судні водотоннажністю 9800 тонн. Як ГД на судні використовувався чотиритактний СОД Hanshin 6LF58 з номінальною потужністю 4410 кВт, що працює на ГРК [4].

Схема циркуляційної мастильної системи такого дизеля приведена на рис. 1. Призначення елементів схеми зрозуміло і не вимагає додаткових пояснень.

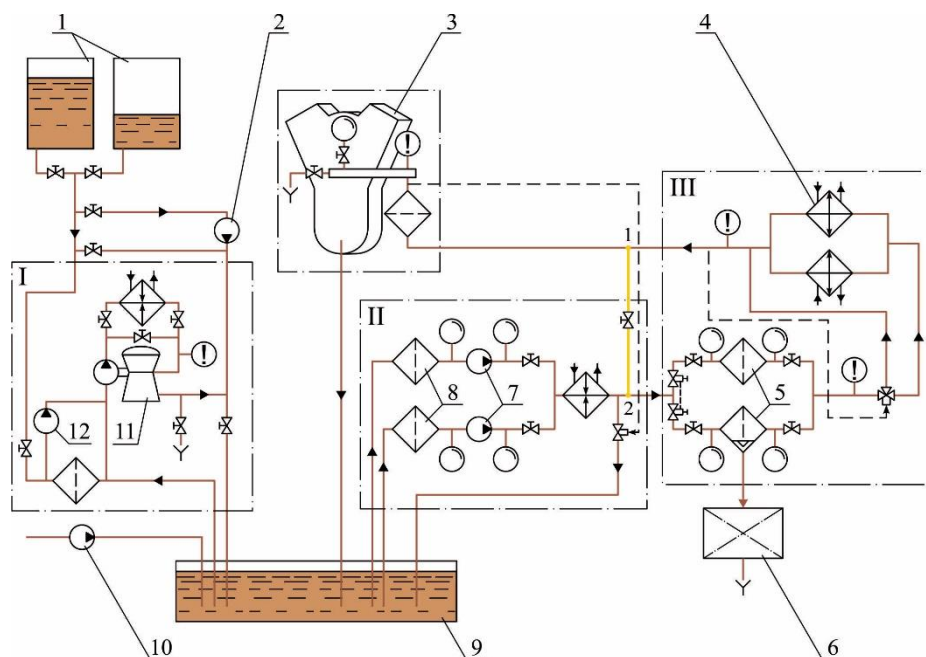


Рис. 1. Схема системи мащення суднового дизеля PC4-2 фірми SEMT-Pielstic:
 1 – витратні цистерни; 2 – мастильний насос; 3 – ГД; 4 – охолоджувач мастила;
 5 – фільтр тонкого очищення; 6 – стічна цистерна; 7 – мастильний насос; 8 – фільтр грубого очищення; 9 – стічна цистерна; 10 – насос поповнення об'єму мастила в системі;
 11 – мастильний сепаратор; 12 – мастильний насос;
 I – модуль сепарації; II – модуль попереднього очищення; III – модуль остаточної підготовки

Перед пуском ГД прокачується одним з мастильних насосів, який забирає мастило з стічного танка і через фільтр і охолоджувач мастила направляє його до поверхонь тертя дизеля. Дана стандартна схема подачі мастила володіє певним часовим інтервалом, що характеризує рух мастила по системі від вихідного патрубку насоса безпосередньо до контактуємих деталей дизеля. У режимі штатної підготовки дизельної установки до пуску даний параметр не має переважаючого значення, а сам процес прокачування мастилом має за мету не тільки збагачення поверхонь мастильною плівкою, а й прогрів дизеля. Крім того, прокачування дизеля мастилом починається задовго до безпосереднього пуску дизеля, особливо це відноситься до мало-оберткових двотактних дизелів.

Під час режимів екстреного пуску час надходження мастила до вузлів тертя (в першу чергу до підшипників руху) має суттєве значення, а функціональність даного процесу перевищує фактор необхідності прогріву дизеля. У зв'язку з цим стандартна схема була дообладнана лінією 1-2. При цьому мастило, яке надходить з цієї магістралі, було піддано процесу управління реологічними характеристиками за рахунок використання поверхнево активних речовин, крім того штатна циркуляційна система була модернізована і по названій мастильній магістралі до елементів дизеля подавалося тільки свіже мастило. Слід зазначити, що мастило по магістралі 1-2 надходило до дизелю минаючи блок фільтрації та охолодження. З експлуатаційної точки зору це пояснювалося наступним. У момент пуску дизеля мастило, що знаходиться в системі, ще не володіє високими температурними значеннями і необхідність в його охолодженні відсутня. Безпосередньо на вході в дизель мастило проходить через мастильний фільтр, який забезпечує необхідний ступінь очищення, а сам процес фільтрації для режимів екстреного пуску можливо проводити без додаткового проходження мастила через штатну систему фільтрів. Крім того, при екстреному пуску дизеля було рекомендовано використовувати обидва мастильних насоса, при цьому їх паралельна робота підвищувала тиск мастила в системі і, відповідно, в парі тертя вал-вкладиш підшипника.

Безумовно, дані умови роботи мастильної системи відрізняються від «штатних». Перш за все, це пов'язано з необхідністю очищення мастила в фільтрах тонкого очищення, розташованих в «відсіченої зоні» системи. Однак, з огляду на відносну нетривалість даних умов роботи, а також переважаюче значення надійного пуску дизеля в екстрених умовах, вони можуть бути рекомендовані до експлуатації. Крім того, клапан, за допомогою якого в разі екстреного пуску мастило може бути переспрямовано по додатковій магістралі, може автоматично перекриватися при наборі дизелем мінімально стійкої частоти обертання, забезпечуючи таким чином, роботу мастильної системи в даному режимі лише певний час.

Неодмінним супутником пускових режимів роботи будь-якого механізму є режим напіввідинного або граничного тертя в його контактуємих елементах. Для суднових СОД найбільш відповідальними з таких вузлів є сполучення втулка-поршневі кільця, вал-вкладиш підшипника. У першому випадку на

дзеркалі циліндрової втулки і особливо на поршневих кільцях залишається залишковий шар мастильної плівки, який здатний забезпечити необхідний режим тертя. У другому, після тривалого виведення дизеля з експлуатації гідравлічний підпір шийки вала в підшипнику припиняється і під впливом сил тяжіння відбувається просідання вала на ліжко підшипника, що призводить до витіснення мастильного матеріалу з сполучення. Таким чином, пуск суднового дизеля спочатку відбувається в режимі напіврідинного або граничного тертя. Ще більш ускладнюється забезпечення мастилом пари вал-вкладиш під час екстреного пуску, коли контактуємі елементи не прокачуються мастилом за допомогою мастильного насоса. На жаль, дані режими роботи можливі під час експлуатації суднового пропульсивного комплексу і один з таких випадків – спуск судна на воду із сухого доку. Можна стверджувати, що використання в судових умовах пропонованих рішень призведе до більш якісного забезпечення мастилом елементів дизеля, які труться і підвищенню надійності його роботи [4].

Для підтвердження цього припущення була проведена наступна серія експериментів.

Мащення деталей циліндро-поршневої групи судових чотиритактних ДВЗ відбувається розбризкуванням, а подача мастила до підшипників колінчастого вала здійснюється навішеним мастильним насосом, з чого випливає, що навіть під час знаходженні дизеля в положенні «stand-by» до пари колінчастий вал – вкладиш підшипника не здійснюється подача мастильного матеріалу. Пуск дизеля проводився стисненням повітрям з автоматичним переведенням на роботу на паливі за умовою досягненні необхідної частоти обертання. Як контрольовані параметри визначалися: тиск мастила в системі змащення колінчастого вала та частота обертання колінчастого вала. Слід зазначити, що тиск мастила в системі є одним з параметрів, за яким спрацьовує захист дизеля. Відповідно до інструкцій з технічного обслуговування дизеля, якщо протягом 8 секунд тиск в системі не досягає мінімально допустимої величини ($3,0 \text{ кг/см}^2$), пуск дизеля припиняється навіть за умовою досягненні необхідного числа обертів колінчастого вала. У разі експерименту на дизелі з модернізованою системою мащення, тиск мастила на момент початку пуску знаходив в межах $5,3 \dots 5,6 \text{ кг/см}^2$. Мастильний трубопровід, по якому мастило додатково подавалося до дизелю, був забезпечений електромагнітним відсічним клапаном та під час досягнення дизелем мінімально стійкої частоти обертання (та відповідно введенням в дію навішеного мастильного насоса) здійснювалось його автоматичне закриття цього клапану та переведення роботи системи мащення в «штатний» режим роботи.

Результати проведених експериментів показані на рис. 2, а, б, де надані залежності тиску мастила в системі мащення колінчастого валу та частоти обертання валу в функції від часу.

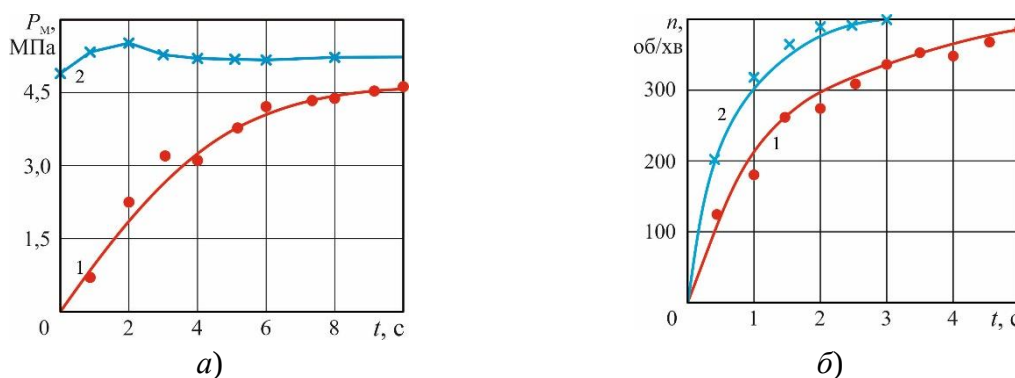


Рис. 2. Зміни показників в пусковий період роботи дизеля PC4-2 фірми SEMT-Pielstic:
 а – тиску мастила в системі циркуляційного мащення P_m ; б – частоти обертання колінчатого вала n ;

1 – штатна система мащення; 2 – модернізована система мащення

Висновки і перспективи подальших досліджень. Результати досліджень, що виконані, дозволяють зробити наступні висновки.

Додаткове забезпечення мастилом ще непрацюючого дизеля суттєво підвищує його надійність роботи. Більш швидка стабілізація тиску мастила в парі вал-вкладиш підшипника зрозуміла і пояснення не вимагає (рис. 2, а). Підвищена величина середнього індикаторного тиску в пусковий період, перш за все, пояснюється зниженням механічних втрат в дизелі (рис. 2, б). Цим же можна пояснити і більш ранню стабілізацію частоти обертання валу дизеля (рис. 2, в).

Отримані результати можуть бути з достатньою достовірністю перенесені на випадок екстреного пуску суднового СОД, що використовується як ГД.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2 (61)). – Р. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

2. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 69 - 80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

3. Sagin S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels. Journal of Maritime Science & Engineering. – 2022. – Vol. 10. – 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

4. Сагін С.В., Побережний Р.В. Метод управління факторами ризику виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 110-117. doi: 10.31653/smf46.2023.110-117.

Національний університет «Одеська морська академія»

Зниження енергетичних втрат під час забезпечення процесів мащення суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Робота суднових дизелів супроводжується не лише перетворенням теплотворної здатності палива на корисну механічну роботу (яка виявляється в обертальному русі колінчатого валу та пов'язаного з ним гребного гвинта), але також виникненням енергетичних втрат (основна частина яких припадає на подолання сил тертя між поршнем / поршневыми кільцями та втулкою, а також між вкладишами підшипників та колінчатим валом). Енергетичні втрати, що розглядаються в теорії двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) як незворотна частина енергії, що підводиться під час згоряння палива на подолання внутрішнього та зовнішнього тертя в рухомих поєднаннях і механізмах, складають значну частку в енергетичному балансі двигуна. На номінальному режимі роботи механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) у більшості дизелів, що серійно випускаються, рідко перевищує 92...93,5 %. Роботу ДВЗ супроводжують негативні з трибологічної точки зору фактори: більший рівень навантаження, швидкостей згоряння та температури та відповідні їм втрати механічної (через виникнення контактних взаємодій та сил тертя) та теплової (через обов'язкове мащення та охолодження деталей дизеля) енергії. Найбільший рівень механічних втрат у ДВЗ припадає на трибосистему, що включає взаємодію між поршневыми кільцями та циліндром. Зростання циліндрової потужності внаслідок форсування суднових дизелів призводить до зростання механічної та температурної напруги в деталях циліндропоршневої групи (ЦПГ), у тому числі і у втулці циліндра.

Досягнуті до теперішнього часу значення технічного рівня сучасних і перспективних суднових дизелів базуються на високих і надвисоких значеннях показників робочого процесу, конструктивних і технологічних рішеннях щодо елементів остова, ЦПГ, системи паливоподачі та за застосовуваними матеріалами [1, 2]. Такий підхід зумовлює високий рівень витрат на дослідження, проектування та виробництво дизелів і є характерним для принципово нових машин, а досягнуті показники, по суті, є граничними на значну перспективу через конструктивні, технологічні, матеріалознавчі та економічні обмеження. У зв'язку з цим дуже раціональним є напрям поліпшення функціональних показників, що базується на впровадженні у виробництво серійних або модернізованих двигунів відомих або нових технічних рішень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш перспективними або поширеними технологічними методами зниження втрат енергії на подолання сил тертя є:

створення нових матеріалів для виготовлення циліндрових втулок, поршневих кілець, колінчастого валу та вкладишів підшипників;

формування оптимальних параметрів макро- та мікроструктури поверхні методом хонінгування;

лазерне загартування робочої поверхні;

нанесення антифрикційних покриттів полум'яним напиленням та гальванічним хромуванням;

формування зносостійких тонкоплівкових покриттів шляхом використання триботехнічних матеріалів [3-5].

До одного з маловивчених, але ефективних методів зниження механічних втрат енергії в суднових дизелях відноситься використання поверхнево-активних речовин (ПАР), які додаються в мастильний матеріал та подальшому сприяють зменшенню контактних навантажень у циліндровій групі та підшипниках ковзання.

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення впливу ПАР на механічні втрати в суднових дизелях, які, у свою чергу, пов'язані з подоланням сил тертя між контактуючими поверхнями.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження виконувались на суднових середньообертових дизелях Volvo Penta TMDA 163A (з номінальною потужністю 480 кВт та частотою обертання 1500 хв^{-1}), що у кількості двох штук входили до складу енергетичної установки спеціалізованого судна дедвейтом 10850 тонн, виконували функції допоміжних дизелів та забезпечували потреби судна в електричній енергії.

Як критерій, за яким визначались втрати енергії на подолання сил тертя, приймалось значення механічного ККД. Найбільш доступним методом отримання значення цього показника для суднових дизелів є метод постійної витрати палива. Під час його використання витрата палива вимірювалась за допомогою електронного витратоміра, встановленого в паливній системі, навантаження на дизель – ватметром, що визначав потужність електричного генератора, який був споживачем енергії.

Як ПАР використовувалась присадка, дисперсним середовищем якої було мінеральне мастило (здатне до змішування з іншими мастилами подібного походження), дисперсними компонентами, що забезпечують зниження контактних напружень та сил тертя, – солі міді та олеїнова кислота. ПАР додавалась до моторного мастила шляхом поступового дозування в загальний обсяг циркуляційної системи мащення. Оптимальний вміст ПАР визначався попередніми дослідженнями, шляхом вивчення структурних характеристик моторного мастила з розчиненої в її обсязі присадкою [6].

Кожен з двигунів мав автономну систему мащення і передавав потужність на свій генератор. Це дозволяло виконувати одночасні випробування для різних умов експлуатації дизелів. Один з дизелів експлуатувався з використанням в циркуляційній системі мащення моторного мастила без додавання присадки, інший – з використанням моторного мастила до обсягу якого додавалась присадка з оптимальним вмістом [7, 8].

Обидва дизеля під час проведення випробувань експлуатувалися на однакових навантаженнях, що досягалося шляхом підключення різних груп споживачів енергії. Навантаження на дизелі змінювалось в діапазоні $(0,35 \dots 0,8)N_{\text{еном}}$ з відхиленням, що не перевищує $\pm(1,5 \dots 2,5) \%$. Як паливо в усіх дизелях використовувалося паливо ДМВ (з в'язкістю 6 сСт і вмістом сірки 0,08 %). Як моторне мастило – малолужне моторне мастило з Castrol TPL 303, призначене для тронкових двигунів під час їх роботі на паливі з в'язкістю до 180 сСт. Основним завданням дослідження було визначення впливу моторних мастил з різними характеристиками на втрати на тертя (що визначались величиною механічного ККД). Результати досліджень наведені в таблиці 1 і відображені на рис. 1.

Таблиця 1. Зміна механічного ККД судових дизелів Volvo Penta TMDA 163A при різних умовах експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на дизель			
	$0,35N_{\text{еном}}$	$0,5N_{\text{еном}}$	$0,65N_{\text{еном}}$	$0,8N_{\text{еном}}$
Робота з використанням моторного мастила Castrol TPL 303	0,692	0,761	0,804	0,823
Робота з використанням моторного мастила Castrol TPL 303 та ПАР (з оптимальною концентрацією 0,1 % по масі)	0,776	0,783	0,822	0,836

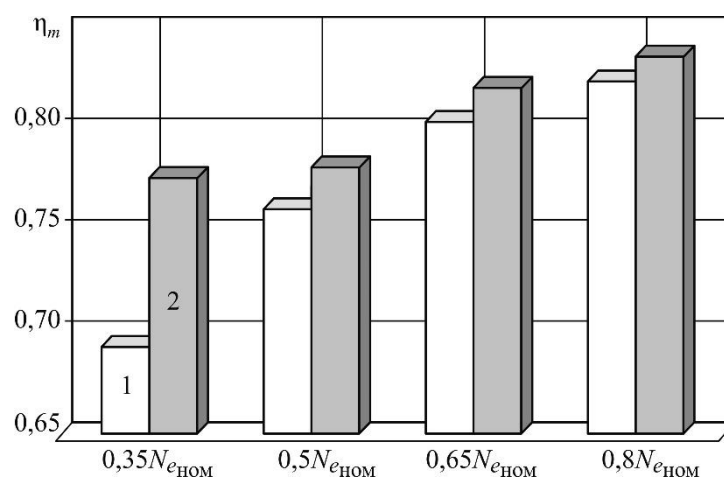


Рис. 1. Зміна механічного ККД судового дизеля Volvo Penta TMDA 163A під час різних умов експлуатації:

1 – використання моторного мастила без присадки; 2 – використання моторного мастила з оптимальною концентрацією присадки

Результати, що наведені в таблиці 1 і на рис. 1 підтверджують зміну втрат на подолання сил тертя (які визначаються механічним ККД) під час використання моторних масел з різними структурними характеристиками.

В комплекс викладених вище досліджень було включено визначення і розрахунок і ряду інших показників, до яких належали:

1) витрата моторного мастила на вигар (розраховувалась через зміну обсягу мастила в картері дизеля після його зупинки, значення сумарної потужності споживачів енергії та часу експлуатації дизеля);

2) питома ефективна витрата палива (розраховувалась за рекомендованою заводом-будівельником методикою на базі прямих вимірювань кількості палива в витратній цистерні, потужності, що споживана електрогенератором, та часу експлуатації дизеля);

3) температура випускних газів (визначалась шляхом термометрування газів в випускному колекторі).

Результати випробувань наведені в таблиці 2.

Таблиця 2. Визначення енергетичних і економічних показників дизеля Volvo Penta TMDA 163A під час різних умов експлуатації

	Витрата моторного мастила на вигар, г/(кВт·год)	Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год)	Температура випускних газів, °C	Механічний ККД, %
Навантаження на дизель 50 %				
Моторне мастило Castrol TPL 303	1,81±0,03	212±0,5	373 ... 395	76,1±0,05
Моторне мастило Castrol TPL 303 та ПАР	1,28±0,02	203±0,5	358 ... 371	78,3±0,05
Навантаження на дизель 80 %				
Моторне мастило Castrol TPL 303	1,93±0,03	205±0,5	352 ... 368	82,3±0,05
Моторне мастило Castrol TPL 303 та ПАР	1,32±0,02	201±0,2	334 ... 345	83,6±0,05

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведені дослідження дозволяють зробити такі висновки.

Серед багатьох методів, що сприяють зниженню втрат на тертя в суднових дизелях одним з найбільш доступним з точки зору технічного забезпечення в умовах автономної експлуатації морських суден є використання поверхнево-активних речовин, які з оптимальною концентрацією (значення якої визначаються попередніми дослідженнями) вводять до складу моторного мастила.

Як критерій, що дозволяє виконати оцінку механічних втрат на подолання сил тертя в суднових дизелях, доцільно використовувати механічний ККД.

Використання моторного мастила, в обсяг якого шляхом поступового дозування додавалась ПАР, призводить до підвищення механічного ККД суднового дизеля, значення якого в діапазоні експлуатаційних навантажень 35 ... 80 % зростає на 12,1 ... 1,6 % відповідно (тобто найбільш підвищення ККД спостерігається на малих навантаженнях, саме на них можлива зупинка дизеля через критичне збільшення втрат на тертя).

Додавання в моторне мастило поверхнево-активних компонентів також сприяє покращенню енергетичних та економічних показників роботи дизеля,

при цьому (в діапазоні експлуатаційних навантажень 50 ...80 %) забезпечується:

- 4,2 ... 1,9 % зниження питомої ефективної витрати палива;
- 29,3 ... 31,6 % зниження витрати моторного мастила на вигар;
- зниження температури випускних газів на 14 ... 21 °С.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Заблоцький Ю.В. Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок // Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту. : зб. наук. праць. – 2020. – № 2(62). – С. 106 - 119. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-106-119.
2. Popovskii A.Yu, Altoiz B.A., Butenko V.F. Structural Properties and Model Rheological Parameters of an ELC Layer of Hexadecane // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2019. – № 92(3). – P. 703 - 709.
3. Слободянюк Д.И., Колегаев М.А., Слободянюк И.М. Расклинивающее давление в тонких пленках цилиндрического масла на чугунных поршневых кольцах судовых дизелей // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 43 - 51.
4. Заблоцкий Ю.В. Использование регулярного микрорельефа для оптимизации работы топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей // Судові енергетическі установи: наук.-техн. об. – 2015. – № 36. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 65 - 73.
5. Сагін А.С., Заблоцький Ю.В. Регенерація змащувальних властивостей моторних палив і мастил під час експлуатації суднових дизелів // Суднові енергетичні установи : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 17-30. doi: 10.31653/smf45.2022.17-30.
6. Заблоцкий Ю.В., Солодовников В.Г. Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 46 - 56.
7. Сагин С. В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту. : зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89-101.
8. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблемы техники : наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 4. – Одесса : ОНМУ. – С. 68-81.

Національний університет «одеська морська академія»

Забезпечення екологічності роботи морських суден під час їх експлуатації в особливих районах північної Європи

Постановка проблеми в загальному вигляді. Щорічне збільшення споживання вуглеводневої сировини, превалювання використання рідкого та газоподібного палива над твердим, відсутність реальних альтернатив нафти та газу як основного джерела теплової енергії призводить до поступового виснаження їх континентальних родовищ. Подальше зростання споживання енергії у промисловості, на транспорті та у повсякденному житті підвищує дефіцит палива нафтового походження, який може бути забезпечений лише континентальними запасами. Тому останнім часом велика кількість країн розвивають та розширюють освоєння ресурсів континентального шельфу Світового океану. Основні запаси шельфових нафтових родовищ знаходяться у Мексиканській затоці, Перській затоці, Гвінейській затоці, а для Європейського континенту – у Норвезькому морі (в акваторіях Норвегії та Шотландії). Видобуток нафти здійснюється за допомогою спеціальних суден, що відносять до класу Drillships. Енергетичні установки цих суден забезпечують як рух судна та постачання його устаткування й механізмів електричної енергії, а й функціонування спеціального устаткування (яке виконує буріння свердловин і видобуток нафти). У зв'язку з цим потужність енергетичних установок Drillships перевищує потужність енергетичних установок інших судів рівного їм дедвейту.

Суднові дизелі (як головний компонент суднової енергетичної установки) є джерелами забруднення навколишнього середовища випускними газами, до складу яких входять токсичні компоненти: вуглекислий газ CO_2 , вуглеводні C_nH_m , сажа, оксиди сірки SO_x , оксиди азоту NO_x [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Міжнародна морська організація (IMO) встановила морські райони суворішого контролю викидів оксидів сірки SO_x та оксидів азоту NO_x . Ці спеціальні екологічні райони називаються SECA (Sulfur Emission Control Area), NECA (Nitrogen Emission Control Area). Особливі екологічні райони Європи наведено на рис. 1.

Морські, прибережні та континентальні райони Північної Європи характеризуються високою вологістю, зниженою температурою, високою інтенсивністю вітру. Це прискорює перетворення оксидів азоту в азотну кислоту та її подальше потрапляння з природними опадами (дощем та снігом) на поверхню землі та моря. Інтенсивні вітри сприяють поширенню токсичних компонентів випускних газів великої території. Тому райони наведені на рис. 1, відносять до особливих екологічних районів і приділяють підвищену увагу суднам морського транспорту під час роботи у них [2, 3].

Постановка завдання. Метою дослідження було визначення оптимального ступеня рециркуляції випускних газів судового дизеля 16V32 STX-MAN як одного із способів забезпечення екологічності їх роботи.

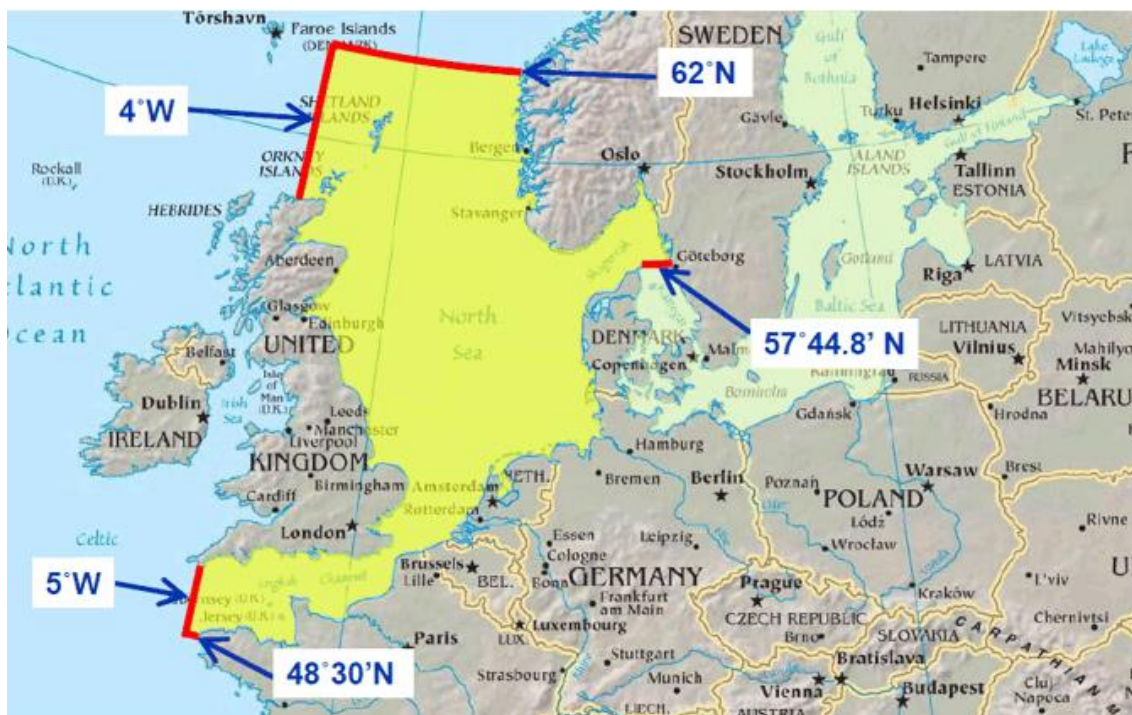


Рис. 1. Особливі екологічні райони Європи

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження виконувались на судні класу Drillships з такими основними характеристиками: довжина – 228,1 м, ширина – 41,8 м, осідання – 11, дедвейт – 60086 тонн.

Суднову енергетичну установку складали шість однотипних дизелів 16V32 STX-MAN з такими основними характеристиками: діаметр циліндра – 320 мм; хід поршню – 460 мм; частота обертання – 720 об/хв; номінальна потужність – 7000 кВт, питома витрата палива – 192 г/(кВт·год). Дизелі виконували функції головних і допоміжних двигунів [4].

Особливістю експлуатації дизелів 16V32 STX-MAN у складі суднової енергетичної установки Drillships є великий експлуатаційний період роботи на часткових режимах – в діапазоні потужностей $N_{\text{ework}}=(0,25...0,95)N_{\text{enom}}$. Дані дизелі були обладнані штатною системою рециркуляції газів низького тиску (LP-EGR), в якій гази після газової турбіни турбонагнітачів повертаються в продувний ресивер дизеля через охолоджувач наддувного повітря. Схема газоповітряної системи дизеля 16V32 STX-MAN із системою рециркуляції газів низького тиску наведена на рис. 2.

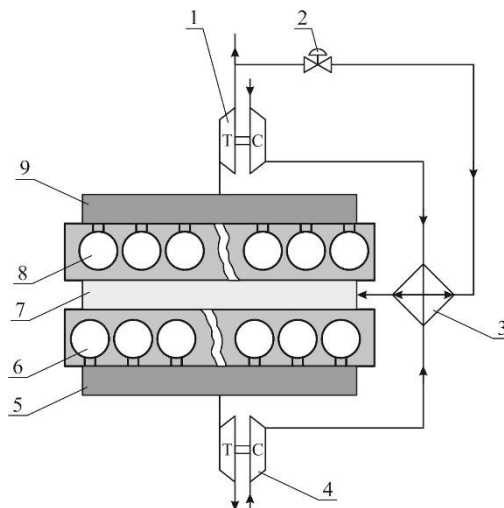


Рис. 2. Схема газоповітряної системи дизеля 16V32 STX-MAN: 1, 4 – турбонагнітач (Т – газова турбіна, С – повітряний компресор); 2 – клапан системи рециркуляції; 3 – охолоджувач наддувного повітря; 5, 9 – випускний колектор; 6, 8 – робочі циліндри; 7 – ресивер наддувного повітря

Завданням дослідження було визначення оптимального ступеня EGR, при якому забезпечується максимальне зниження емісії оксидів азоту за одночасної мінімальної зміни енергетичних та економічних показників дизеля. Дослідження виконувались для різного ступеня рециркуляції випускних газів ($\delta_{\text{EGR}}=0\ldots 21\%$) та різного навантаження на дизель – 35, 55, 75, 95 % від номінального навантаження. Результати дослідження наведено на рис. 2 [5].

Ефективність та економічність використання системи рециркуляції випускних газів на різних режимах її експлуатації можна оцінити визначивши площу під залежностями. $S_{0,35}^{\text{NO}_x} = f(\delta_{\text{EGR}})$, $S_{0,55}^{\text{NO}_x} = f(\delta_{\text{EGR}})$, $S_{0,75}^{\text{NO}_x} = f(\delta_{\text{EGR}})$, $S_{0,95}^{\text{NO}_x} = f(\delta_{\text{EGR}})$ та $S_{0,35}^{b_e} = f(\delta_{\text{EGR}})$, $S_{0,55}^{b_e} = f(\delta_{\text{EGR}})$, $S_{0,75}^{b_e} = f(\delta_{\text{EGR}})$, $S_{0,95}^{b_e} = f(\delta_{\text{EGR}})$, де індекси 0,35...0,95 відповідають навантаженню на дизель.

Екологічна ефективність роботи дизеля різних режимах оцінюється за значенням площі S^{NO_x} , економічна – за значенням площі S^{b_e} . Площа під залежністю $S^{\text{NO}_x} = f(\delta_{\text{EGR}})$ прямо пропорційна зниженню екологічності роботи дизеля. Чим більше значення S^{NO_x} тим ефективніша система EGR забезпечує зниження концентрації NO_x у випускних газах дизеля. Площа під залежністю $S^{b_e} = f(\delta_{\text{EGR}})$ обернено пропорційна економічності роботи дизеля. Збільшення значення S^{b_e} призводить до зростання питомої ефективної витрати b_e палива на розглянутому режимі [6].

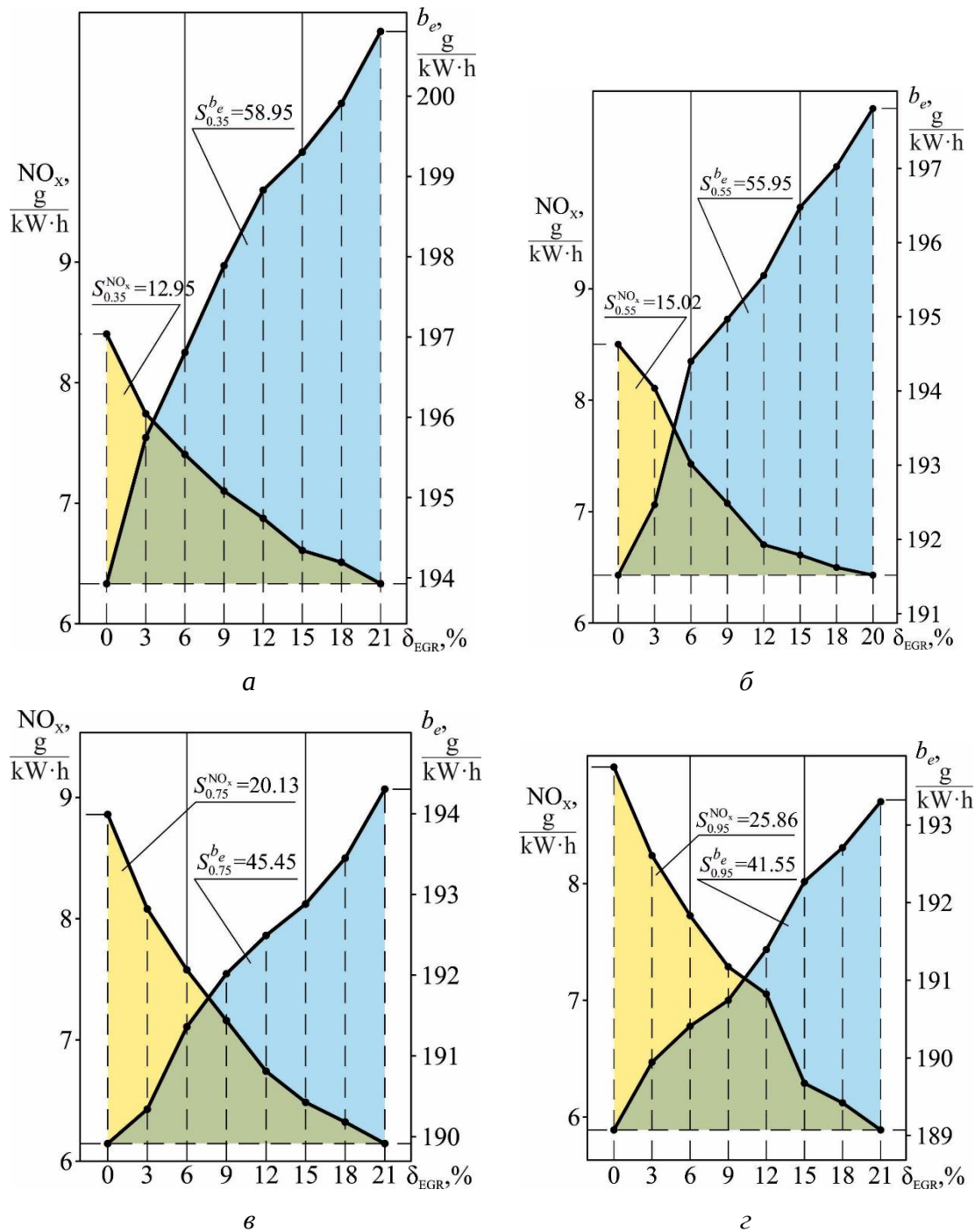


Рис. 3. Емісія оксидів азоту NO_x та питома ефективна витрата палива b_e суднового дизеля 16V32 STX-MAN за різних навантажень: а – 35%; б – 55%; в – 75%; з – 95 %

Висновки і перспективи подальших досліджень. Під час експлуатації дизелів морського транспорту повинні забезпечуватися не тільки енергетичні та економічні, а й екологічні показники їх роботи. Особливо це актуально під час експлуатації морського транспорту у спеціальних екологічних районах. Одним із показників, величина якого регламентується вимогами ІМО, є емісія NO_x з випускними газами судових дизелів. Одним із способів зниження емісії NO_x є використання їх рециркуляції. При цьому частина випускних газів

(після газовипускного ресивера або після газової турбіни газотурбонагнітач) перенаправляється в циліндр дизеля. Це зменшує максимальну температуру згоряння та сприяє зниженню інтенсивності утворення NO_x . Одночасно з цим збільшується період догоряння палива на лінії розширення, що призводить до збільшення питомої витрати палива та підвищення температури випускних газів.

Конструкційне виконання сучасних дизелів дозволяє варіювати рівень рециркуляції системи випускних газів в діапазоні 0...21 %. Вибір оптимального ступеня рециркуляції випускних газів забезпечується виконанням наступних критеріїв:

- екологічного – як максимальне зниження (для конкретного експлуатаційного режиму) емісії оксидів азоту із випускними газами;
- економічного – як мінімальне зростання витрати палива (віднесеного або до часу роботи і потужності дизеля, або до пройденого судном відстані);

Рециркуляцію випускних газів, як спосіб забезпечення екологічних показателів судових дизелів, цілеспрямовано використовувати в діапазоні 6...15 % – на режимах забезпечують максимальне зниження емісії оксидів азоту при мінімальному підвищенні удельного расхода топлива.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S. V., Kuropyatnyk O. A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8 (July – August). – P. 36-43. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-36-43>.

2. Kuropyatnyk O. A., Sagin S.V. Ensuring efficiency and environmental of marine diesel engines which using exhaust gas bypass system // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 25- 40. doi: 10.31653/smf343.2021.25-40

3. Sagin S. V., Kuropyatnyk O. A., Zablotskyi Yu. V. Gaichenia O. V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // Nase More : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2022.– Vol.69. – Iss.1. – P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7

4. Sagin, S.; Kuropyatnyk, O.; Sagin, A.; Tkachenko, I.; Fomin, O.; Píštěk, V.; Kučera, P. Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe. J. Mar. Sci. Eng. 2022, 10(9), 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>

5. Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 5-16. doi: 10.31653/smf45.2022.5-16.

6. Сагін С.В., Побережний Р.В. Метод управління факторами ризику виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів

засобів водного транспорту // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 110-117. doi: 10.31653/smf46.2023.110-117.

УДК 629.5

Іонов М.С., Сагін С.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності роботи паливної апаратури високого тиску суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Використання в суднових дизелях палива з низьким вмістом сірки ускладнює процес їх експлуатації через постійні операції з переходу з одного сорту палива на інше. Найбільшого негативного впливу при цих переведеннях надається паливній апаратурі високого тиску – розпилювачам форсунок будь яких дизелів та трибосполученням плунжер – втулка паливного насоса високого тиску (для дизелів з розподільним валом, кількість та ресурс роботи яких ще достатньо великі). Зміна сортів палива необхідна під час заходів в Європейські порти та плаванні у спеціальних районах (Sulfur Emission Control Area – SECA). У цих районах необхідно використовуватися паливо вміст сірки в якому не перевищує 0,1 %. Переведення дизеля з одного сорту палива (з вмістом сірки до 0,5 %) на інший (з вмістом сірки до 0,1 % або на таке, що не містить сірку) має виконуватися відповідно до рекомендацій та вимог щодо заміни палива із заміною палива у всіх елементах системи. Цей процес може відбуватися від кількох годин до доби в залежності від типу паливної системи, витрат палива та технічних показників двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ). Під час виходу з порту та залишанні спеціальних районів необхідно виконання зворотного переведення дизеля на паливо з високим вмістом сірки. Усі переходи на різні сорти палива (через різні фізико-хімічні властивості) пов'язані зі зміною температурних показників їх експлуатації. Для палива із вмістом сірки 0,5%, експлуатаційна температура знаходиться в межах 90...105°C, для дистильованих палив (з вмістом сірки до 0,1%) 30...40°C. Часті переходи з важкого на дистильоване паливо, постійна зміна температурних режимів негативно впливають на моторесурс та довговічність паливної апаратури високого тиску, особливо на паливні насоси високого тиску (ПНВТ). Це призводить до підвищення зносу деталей паливної апаратури, а також підвищує питому витрату палива [1, 2]. Таким чином, низький вміст сірки в паливі негативно впливає на роботу та довговічність паливної апаратури, а разом із частою зміною палива суттєво скорочує її моторесурс. Все це підштовхує до пошуку вирішення питань, пов'язаних з підвищенням ефективності роботи паливної апаратури високого тиску суднових дизелів через часті зміни сортів палива.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує кілька шляхів для розв'язання цієї проблеми. Один із них це використання спеціальних присадок до палива з метою підвищення мастильних властивостей та покращення технічного стану прецизійних пар під час роботи на підвищеному навантаженні та використанні палива з низьким вмістом сірки [3, 4]. Також існує варіант поліпшення триботехнічних характеристик палив шляхом додавання до нього рослинних олій [5, 6]. Принцип дії протизносних присадок полягає в утворенні міцної плівки на поверхні об'єкта, що захищається. Плівка складається із продуктів механохімічних перетворень присадки на поверхні металу. Спосіб формування залежить від режиму тертя. Під час гідродинамічного режиму цілком достатньо ефективної адсорбції (фізична адсорбція, хемосорбція) присадки, яка покращує змащувальні властивості палива. Під час граничного тертя переважними стають міжмолекулярні сили присадки та поверхневі сили, які формують біля поверхні стійкий шар палива, що виконую змащувальну дію. Однак використання цих присадок пов'язане з декількома складнощами. Перше – це безпосередньо самі поверхнево-активні речовини, специфіка їх зберігання та подальша експлуатація. Друге – витрати, підвищення яких у разі їх використання знижують економічність даного варіанту. Іншими можливими варіантами покращення триботехнічних властивостей є додавання мінеральних мастильних матеріалів. В результаті під час додавання такого мастила до палива з низьким вмістом сірки покращуються його змащувальні здібності. Одним із напрямів підвищення працездатності вузлів тертя є використання ультрадисперсних порошків м'яких металів, які розчинені в мастилі або в паливі. Найбільшого поширення набули порошки міді та солей міді, які вводяться в мастильні матеріали [2]. Таким чином, для вирішення цих проблем немає єдиного правильного рішення, а можливо комплексне використання методів, при яких суттєво підвищується працездатність та моторесурс деталей паливної апаратури [3, 6].

Постановка завдання. З огляду на викладене, метою дослідження було визначення способу обробки контактуючих поверхонь паливної апаратури високого тиску судових дизелів, при якому забезпечуються мінімальні втрати енергії в трибологічній системі плунжер-паливо-втулка ПНВТ при одночасній підтримці заданих потужних характеристик ДВС.

Виклад основного матеріалу дослідження. Під час граничного тертя (або граничного мащення) однією з головних характеристик мастильного шару (який формується завдяки орієнтаційної впорядкованості молекул) є його товщина. Для збільшення товщини граничних шарів, що утворюються вуглеводними рідинами (паливом і мастилом), використовують спеціальні поверхнево-активні речовини (ПАР) або присадки, які з різною концентрацією додають в базові палива або мастила [7]. У разі, коли граничний шар утворюється паливом на поверхні плунжера ПНВТ, даний варіант неприйнятний, оскільки для будь-якої концентрації присадок збільшується циклова подача і, відповідно, час впорскування. Крім того, як правило, присадки, що вводяться,

мають вартість, яка перевищує вартість як мастила, так і палива. Під час використання ПАР в циркуляційних системах мащення їх функціональні властивості використовуються тривалий період часу та можуть відновлюватися в процесі експлуатації. ПАР, які додаються в паливо, згорають в циліндрі. Тому для палив використовуються ПАР, що активують процес згорання, а застосування ПАР, що сприяють збільшенню товщини граничного шару палива, якій знаходиться в трибо-сполученні плунжер-втулка є недоцільним ще й з фінансової точки зору.

Для прецизійних пар паливної апаратури високого тиску як метод, що сприяє зниженню зносу їх контактуючих поверхонь, може бути рекомендовано використання спеціальних органічних покриттів – епіламів. Як робоче середовище для процесу використання епіламів широкого поширення набули розчини перфторполіефіркіслоти загального вигляду $Rf-COOH$ (Rf – радикал, що містить фтор) в хладачах. Основна функція епіламу полягає в утриманні мастильного матеріалу в зоні тертя енергетичним бар'єром на межі «метал-епілам». Це досягається за рахунок збільшення крайових кутів змочування рідини, що знаходиться біля поверхні металу, покритого шаром епіламу (рис. 1), а також за рахунок переспрямованості вектора дії сили поверхневого натягу рідини. При цьому збільшується товщина граничного мастильного шару та його несуча здатність [4].

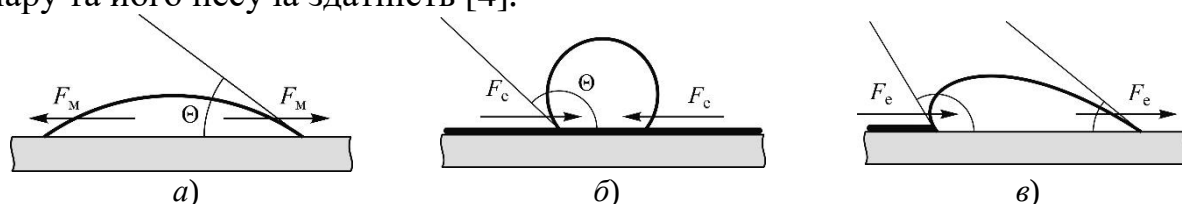


Рис. 1. Крайовий кут змочування і напрямок вектора сили поверхневого натягу рідини: а – шар палива на поверхні металу; б – шар паливо на поверхні епіламу; в – шар палива на межі метал-епілам; Θ – крайовий кут змочування; F_M , F_c – сили поверхневого натягу на металі і епіламі, відповідно

Застосування методу використання епіламів для прецизійної пари плунжер-втулка ПНВТ, не отримало широкого поширення в елементах суднових технічних засобів. Це, в тому числі, пов'язано з консервативністю суднової енергетики як науки і прагненням суднового екіпажу уникнути додаткових ризиків, що виникають під час впровадження інноваційних ідей. Особливо це стосується таких відповідальних вузлів, як паливна апаратура високого тиску. Однак, при якісних попередніх дослідженнях, а також при дотриманні технології нанесення епіламів на поверхні елементів паливної апаратури високого тиску, можливо створити умови, що сприяють підвищенню їх експлуатаційних характеристик та економічності роботи дизелів [8].

При проведенні експериментів були використані наступні епілами Polisam-05, Polisam-20МСК і Akwaline, що мають максимальну температуру експлуатації 450°C.

Результати даних експериментів наведені на рис. 2, де під позначенням ВП мається на увазі безпосередня товщина граничного шару «чистого» важкого палива, що утворюється на металевій поверхні, а під цифрами 1, 2, 3 – товщина граничного шару важкого палива, що утворюється на тій же поверхні при її покритті шаром епіламу.

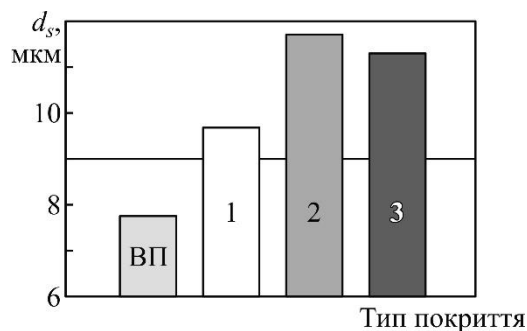


Рис. 2. Зміна товщини граничного шару палива при нанесенні епіламів на металеву поверхню: ВП – відсутність покриття (безпосередня товщина граничного шару важкого палива); 1 – Polisam-05; 2 – Polisam-20MCK; 3 – Akwaline

Як випливає з наведених результатів, використання епіламів забезпечує 1,47...1,52 кратне збільшення товщини граничного шару палива.

Енергетична ефективність будь-якої трибологічної системи оцінюється величиною втрат, до яких відносяться: втрати енергії на тертя (визначені коефіцієнтом тертя) і втрати матеріалу в результаті руйнування поверхонь тертя (визначені інтенсивністю зношування).

Тому, подальші дослідження

розглянутого способу зниження енергетичних втрат при терті за рахунок керування структурою мастильного шару палива полягали у визначенні зносу поверхонь плунжерів які були покриті шаром епіламу, а також тих, що знаходяться в звичайному стані. Дослідження виконувалися на судовому дизелі 6L18 MAN-Diesel. На плунжера ПНВТ, що забезпечують подачу палива в циліндри №№ 1 і 4, не наносилися шари епіламу. Як покриття поверхонь плунжерів використовувалася фторорганічні рідини Polisam-20MCK (яка наносилась на плунжера ПНВТ №№ 2 і 5) і Akwaline (яка наносилась на плунжера ПНВТ №№ 3 і 6).

Через проміжки часу, що відповідали 380, 820, 1210, 1640 і 2180 годинам роботи дизеля (тривалість яких обумовлювалася умовами експлуатації, що дозволяють виконати зупинку дизеля і ревізію його ПНВТ) виконувалося визначення площі зносу поверхні плунжерів (як зі шаром епіламу, так і таких, що працюють без нанесення цього покриття). Після чого отримані значення для кожної групи плунжерів усереднювалися, а дизелі знову вводилися в експлуатаційний режим роботи. Результати досліджень надані у вигляді номограми на рис. 3.

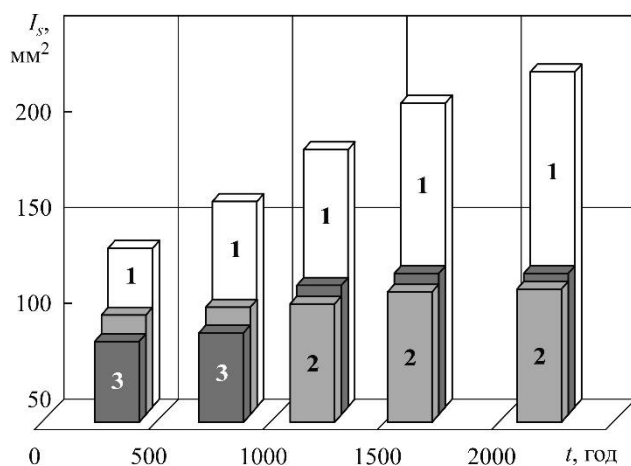


Рис. 3. Залежність зносу I_s плунжерів ПНВТ від часу роботи t суднового дизеля 6L18 MAN-Diesel:
1 – для плунжера без використання епіламу; 2 – для плунжера з нанесеним шаром епіламу Polisam-20МСК; 3 – для плунжера з нанесеним шаром епіламу Akwaline

Під час проведення експериментів через кожні 100 годин роботи проводилося періодичне індиціювання дизеля. При цьому циліндри з однотипним станом плунжерів ПНВТ (без використання епіламу, з нанесеним шаром епіламу Polisam-20МСК, з нанесеним шаром епіламу Akwaline) по черзі відключалися і по зміні частоти обертання виконувалася оцінка розподілу навантаження по циліндрах дизеля. В результаті було встановлено, що при зміні стану поверхонь плунжерів за рахунок використання епіламів навантаження на різні циліндри дизеля не змінюється.

Результати вимірювань наведені на рис. 3, з якого випливає, що реалізація в граничних шарах палива орієнтованої структури молекул і управління його товщиною за рахунок додаткового нанесення епіламів на прецизійні поверхні дозволяє в значній мірі знизити зношування плунжерних пар ПНВТ, підвищивши, таким чином, надійність і довговічність роботи даного вузла дизеля. Зменшення зносу прецизійної пари тертя плунжер – втулка ПНВТ також свідчить про зниження енергетичних витрат на забезпечення роботи цих елементів і підтверджує ефективність застосування методу використання епіламів.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведені дослідження і отримані результати дозволяють зробити наступні висновки.

Експлуатація трибологічної систем плунжер-втулка ПНВТ відбувається в режимі граничного тертя, а шар палива, що розділяє їх поверхні, виконує функції мастильного матеріалу.

Для прецизійної пари паливної апаратури високого тиску плунжер-втулка як метод, що сприяє зниженню контактних навантажень, які виникають на їх поверхнях, може бути використано нанесення епіламів.

Товщина шару епіламу на поверхні плунжерів ПНВТ складає 12,5...18,7 нм, а час, необхідний для його адсорбції не перевищує 10 хв.

Наночар епіламів, нанесений на металеву поверхню, призводить до ~1,5-кратного збільшення товщини граничного шару палива, що сприяє підвищенню пружних властивостей і розклинючого тиску палива, що розділяє прецизійну пару втулка-плунжер ПНВТ.

Нанесення органічних покриттів на поверхні прецизійних пар ПНВТ сприяє підвищенню енергетичної ефективності даної трибологічної системи,

що (в залежності від часу експлуатації ДВЗ) визначається в 24,0...44,6 %-му зниженні зносу плунжерів.

Нанесення епіламів відноситься до категорії сучасних нанотехнологічних методів, вимагає попередніх досліджень щодо визначення оптимальних видів органічних покриттів і часу їх нанесення на прецизійні поверхні, але при цьому не викликає додаткових трудовитрат при його використанні на річкових і морських судах, підвищує енергетичну ефективність трибологічних систем ДВЗ і може враховуватися при розробці методики визначення параметрів СЕУ.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S.V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 195-202. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991

2. Сагін С.В. Зниження механічних втрат у судових середньообертових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 5-11. DOI : 10.31653/smf340.2020.5-11.

3. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

4. Сагін А.С., Заблоцький Ю.В. Регенерація змащувальних властивостей моторних палив і мастил під час експлуатації судових дизелів // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 17-30. doi: 10.31653/smf45.2022.17-30.

5. Заблоцкий Ю. В. Исследование влияния органических покрытий на работу элементов топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 35. – С. 83-92.

6. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2 (61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

7. Сагін С.В., Побережний Р.В. Аналіз ефективності використання в судових дизелях палив різного фракційного та структурного складу // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 31-42. doi: 10.31653/smf45.2022.31142-42.

8. Мадей В.В., Волков О.М. Оптимізація процесу паливоподачі дизелів суден морського транспорту під час використання паливних сумішей до складу яких входить біодизельне паливо // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 43-56. doi: 10.31653/smf45.2022.43-56.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності процесу підготовки суднових палив

Постановка проблеми в загальному вигляді. Підготовка палива на судах морського та внутрішнього водного транспорту пов'язана з методами обробки, які можна розділити на дві основні групи:

- методи, які забезпечують зміну фізичного стану палива;
- методи, які забезпечують зміни фізико-хімічного стану палива.

Для зміни фізичного стану палива використовуються наступні методи теплової обробки:

- паровий, електричний та індукційний підігрів;
- гомогенізація палива.

Групу методів, що змінюють фізико-хімічний склад палива, можна розділити на три підгрупи:

- очищення палива від домішок;
- хімічна обробка палива;
- змішування палив.

Методи теплової обробки палива використовуються для зміни його в'язкості шляхом застосування таких обігрівальних засобів, як теплообмінники, парові змішувачі в витратних цистернах, парові та електричні супутники трубопроводів.

Підгрупа методів очищення палива від домішок складає способи:

- відстоювання палива у відстійних та витратних цистернах;
- сепарація палива в відцентрових сепараторах;
- фільтрація палива в фільтрах грубого та тонкого очищення.

Підгрупа методів хімічної обробки палива складає способи:

- рідкого інгібування палива (введення рідких присадок);
- твердого інгібування (введення твердих присадок).

До підгрупи методів гомогенізації входять такі способи обробки палива:

- гідродинамічний;
- вібромеханічний;
- магнітний;
- електричний;
- ультразвуковий.

Підгрупу методів змішування палив становлять такі способи:

- механічне змішування за допомогою електроприводного пристрою;
- кавітаційний;
- ультразвуковий [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз досліджень з підготовки суднового палива до його спалювання в циліндрі дизеля показує, що на теперішній час традиційні методи очищення палива (відстоювання, сепарації,

фільтрація) вичерпали свої потенційні можливості, тому використання лише цих методів не дозволяє принципово змінити процес очищення палива та підвищити глибину його використання. Тому на сучасних судах річкового та морського транспорту поширюється впровадження додаткових способів очищення палива, які, як приклад, використовують властивості адсорбції, абсорбції, хімічного збагачення та інші [2, 3], але виростання подібних додаткових методів очищення палива, не завжди можливо в судновій енергетиці.

Постановка завдання. Під час експлуатації двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) суден морського та внутрішнього водного транспорту усе більше застосування знаходять порівняно дешеві залишкові сорти палива, у склад яких входять не лише «корисні» елементи водень Н та вуглець С (згоряння яких забезпечує виділення теплоти), але також «паливний баласт», по-перше зола та коксові залишки, згоряння яких перебігає без виділення теплоти, а також механічні домішки, до загального склад яких можуть входити: залізо Fe, з концентрацією 2...25 %, кремній Si та його з'єднання, з концентрацією 4...30 %, алюміній Al, вміст якого може досягати 4,5...5 %, мідь Cu та цинк Zn, вміст яких не перевищує 1,0 %, а також органічні сполуки з концентрацією 20...40 %. Названі компоненти відрізняються від вуглецю та водню підвищеною електричною провідністю. Саме тому існують методи, що спрямовані на вилучення цих домішок зі складу палива шляхом накладення на нього додаткових електричних полів [4].

В зв'язку з цим, завданням дослідження було вивчення процесу очищення судового важкого палива нафтового походження за допомогою електричних полів, та визначення впливу цієї обробки на експлуатаційні характеристики палива, процес згоряння палива та технічний стан ДВЗ суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Виклад основного матеріалу дослідження. Електричні методи очищення палив відносяться до порівняно нового наукового напрямку – електро-гідродинаміки, що вивчає питання взаємодії електричного і гідродинамічного полів у різних багатофазних системах (рідинах, емульсіях, суспензіях і ін.) однак багато вихідних положень електродинаміки поки ще цілком не розроблені та в достатньому ступені не відображають фізику процесу очищення досліджуваної рідини. Це відноситься і до палив, для яких розробка засобів електричного очищення ведеться в основному емпірично з наступним поясненням одержуваних результатів.

Метод очищення палива з використанням електричного поля – найбільш перспективний для судових умов. Незважаючи на значну кількість вітчизняної та закордонної літератури по даному питанню, жодна з робіт не містить повних теоретичних та практичних рекомендацій для очищення судових палив за допомогою електричного поля. У той же час методи очищення судових палив за допомогою електричного поля (сепарація та фільтрація в електричному полі) не вимагають високих теоретичних знань від обслуговуючого персоналу, досить прості, надійні та вимагають лише початкового налаштування необхідного обладнання [5].

Вуглеводні палива є типовими діелектриками, однак частки забруднень, що входять до їх складу, можуть бути діелектриками з діелектричною проникністю, відмінної від діелектричної проникності палива, або провідниками.

Електричні властивості палив і водо-паливних емульсій характеризують три параметри: діелектрична проникність ϵ , Ф/м, питома електропровідність σ , см/м, напруженість пробою $E_{\text{пр}}$, В/см.

Суднові палива містять у своєму складі дистилятні та залишкові фракції переробки нафти. Відмінною рисою цих палив є утворення складних структурних систем з вуглеводнів і неуглеводних домішок. Структурними елементами неполярних палив служать насичені вуглеводні (алкени, нафтени) з діелектричною проникністю $\epsilon \approx (1,9 \dots 0,2)\epsilon_0$ і ароматичні вуглеводні з $\epsilon \approx (2,4 \dots 0,2)\epsilon_0$, де ϵ_0 , Ф/м, – діелектрична проникність повітря. На верхній границі неполярних елементів знаходяться також асфальтени з $\epsilon \approx (3 \dots 4)\epsilon_0$. До структурних елементів палив відносяться механічні домішки, частки карбонів, карбоїдів та глобули води, тобто всі домішки з діелектричною проникністю, яка перевищує діелектричну проникність повітря – $\epsilon \geq \epsilon_0$. В результаті молекулярних і полярних взаємодій відзначених вище елементів утворюються водо-паливні та асфальто-смолисті структури палива. Дистилятні палива, як правило, містять незначну кількість неуглеводних домішок, вплив яких на електричні властивості палива незначний. У важких суднових паливах асфальто-смолисті домішки суттєво змінюють їхні електричні властивості.

Густина та діелектрична проникність суднових палив нафтового походження знаходяться в межах:

- для дистилятного палива – $\rho = 830 \dots 850$ кг/м³, $\epsilon = (2,204 \dots 2,212)\epsilon_0$ Ф/м;
- для моторного палива – $\rho = 880 \dots 920$ кг/м³, $\epsilon = (2,442 \dots 2,557)\epsilon_0$ Ф/м;
- для важкого палива – $\rho = 940 \dots 980$ кг/м³, $\epsilon = (2,579 \dots 2,728)\epsilon_0$ Ф/м.

Із приведених даних випливає, що діелектрична проникність суднових палив не перевищує $3\epsilon_0$, тому їх можна віднести до типових неполярних діелектриків.

Таким чином, з огляду на різні електричні властивості самого палива і домішок, що знаходяться в ньому, (насамперед механічних і води), можливо робити обробку палива за допомогою електричного поля. При цьому чисте паливо, яке є діелектриком, не буде піддаватися впливові електричних полів, а механічні домішки і вода під впливом цих полів і додаткових технічних засобів можуть виводитися з палива.

Очищення важких палив за допомогою електричних полів може здійснюватися в режимах сепарації або фільтрації.

У першому випадку вплив на паливо виявляє система електродів, за допомогою яких можуть створюватися однорідні та неоднорідні електричні поля. Вилучення з потоку палива механічних домішок, здійснюється одночасно з роботою сепаратора, що накладає на потік палива електричні поля.

Під час фільтрації палива в пристроях, що забезпечують виникнення електричних полів, здійснюється накопичення механічних домішок на спеціальних осередках, з наступним їх видаленням під час очищення обладнання [5].

Принципові схеми суднових сепараторів та фільтрів, що використовуються під час роботи електричні поля, наведені на рис. 1, 2.

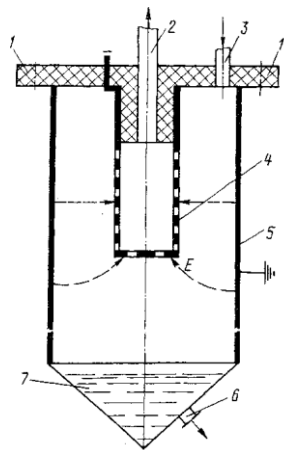


Рис. 1. Сепаратор, що очищує паливо за допомогою електричного поля, із сітчастим електродом:

- 1 – ізоляційна кришка із електродом;
- 2 – патрубок для висновку очищеного палива;
- 3 – прийомний патрубок;
- 4 – сітчастий електрод;
- 5 – циліндричний електрод;
- 6 – відвідної патрубок для води;
- 7 – водозбірник

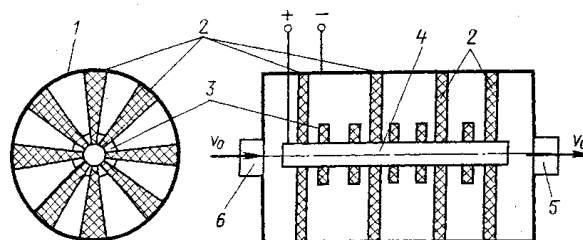


Рис. 2. Фільтр, що очищує паливо за допомогою електричного поля, із діелектричними накопичувачами бруду:

- 1 – корпус;
- 2 – діелектричні клини-держателі;
- 3 – діелектричні кільця;
- 4 – центральний електрод;
- 5 – вихідний отвір;
- 6 – входний отвір

Використання методу очищення палива за допомогою електричних полів має суттєві переваги перед такими методами як фільтрація (в фільтрах грубого та тонкого очищення) та сепарація палива. Підтвердженням цього є діаграми, що наведені на рис. 3 та відображають відносний остаточний вміст металевих домішок в потоці палива після відповідних методів очищення.

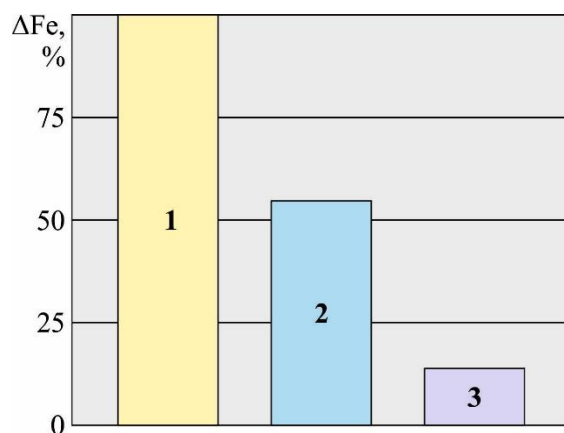


Рис. 3. Порівняння методів підготовки суднових палив:

- 1 – сепарація;
- 2 – фільтрація;
- 3 – очищення (сепарація / фільтрація) за допомогою електричних полів

Як метод, за результатом використання якого в паливі залишається більша кількість металевих домішок, була прийнята сепарація (та відповідно залишковий вміст металевих домішок при цьому приймався за 100 %). Інші методи (послідовна фільтрація в фільтрах грубого та тонкого очищення з тонкістю

відсіву 5 мкм), та очищення за допомогою електричних полів характеризуються меншими значеннями відповідно до діаграм рис. 3.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Під час генерації корисної роботи дизелі суден річкового та морського транспорту споживають величезні обсяги рідкого палива, від структурного стану та експлуатаційних характеристик якого залежить перебіг робочого циклу, технічний стан окремих вузлів дизеля, а також енергетична та економічна ефективність його роботи.

Для забезпечення надійного згоряння палива в циліндрі ДВЗ воно піддається обов'язкової попередньої обробці, мета якої – вилучення із потоку палива води та механічних домішок. Одним зі сучасних методів, за допомогою якого здійснюється обробка палива є забезпечення його очищення – є сепарація та фільтрація у обладнанні, що використовує електричні поля. Це забезпечує покращення структурного складу палива та сприяє покращення процесу згоряння та технічного стану паливної апаратури високого тиску [6].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin A. S., Zablotskyi Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 14-17. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17>.

2. Madey V.V. Usage of biodiesel in marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 18-21. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-18-21>.

3. Сагін С. В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 139-149.

4. Сагін С.В., Побережний Р.В. Аналіз ефективності використання в суднових дизелях палив різного фракційного та структурного складу // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 31-42. doi: 10.31653/smf45.2022.31142-42.

5. Сагін А.С. Корегування налаштування паливної апаратури високого тиску під час переведення суднових дизелів на паливо з низьким вмістом сірки // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 67 – 78. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-67-78.

Національний університет «Одеська морська академія»

Використання хімічної обробки суднових палив

Постановка проблеми в загальному вигляді. Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) займають домінуюче положення на судах морського та внутрішнього водного транспорту, де вони забезпечують рух судна та постачання електроенергією суднових механізмів та приладів. Отримання корисної роботи в ДВЗ (як в будь-якому тепловому двигуні) неможливо без використання палива, основним типом якого щодо суднових енергетичних установок є та буде залишатися на протязі найближчих років рідке паливо нафтового походження. Використання подібного палива в суднових ДВЗ пов'язано з його попередньої обробкою, одним з видів якої є хімічна, або використання присадок. Провідні фірми, що виробляють присадки до суднових палив та постачають їх на морські судна, надають лише загальні рекомендації щодо їх використання. При цьому залишаються невирішеними питання визначення оптимальної концентрації присадок для різних типів палива та різних за характеристиками дизелів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відповідно до стандарту на паливо DIS DP-8217, розробленого міжнародною організацією по стандартизації ISO, в суднових двигунах внутрішнього згоряння використовуються два сорти дистильного палива – чисте дизельне паливо DMB і змішане паливо DMC, а також очищене паливо RM. Діапазон в'язкості палив класу DMB і DMC при 100°C лежить в межах 5...10 сСт, а їх густина при 15°C становить 820...850 кг/м³. В зв'язку з цим дані сорти палива називають легкими. Палива класу RM (RMG, RMH, RMK) мають в'язкість при 100°C 35...55 сСт і густину при 15°C 990...1010 кг/м³ і називаються важкими. Важкі сорти мають більш низьку вартість в порівнянні з легкими, що визначає їх використання в суднових дизелях для скорочення фінансових витрат на придбання палива. Також необхідно відзначити, що важкі сорти палив застосовуються для забезпечення роботи суднових дизелів на всіх режимах роботи, в тому числі на режимах пуску та реверсування [1].

В деяких дослідженнях було визначено позитивний вплив хімічної обробки палива на процес його згоряння, а також на екологічні показники роботи дизелів. Найбільш частіше ці дослідження виконувались для номінального, або ближчих до номінального режимів роботи дизелів, тому їх результати не можуть бути поширені на весь діапазон експлуатаційних режимів роботи ДВЗ, якій знаходиться в межах $(0,45 \dots 1,1)N_{\text{ном}}$ для головних та $(0,3 \dots 0,85)N_{\text{ном}}$ для допоміжних двигунів, де – $N_{\text{ном}}$ номінальна потужність дизеля [2].

Постановка завдання. Різноманіття способів підготовки палива повністю не вирішує основної мети цього процесу – забезпечення якісного очищення палива з одночасною мінімальною витратою енергії на цей процес. Одним зі

способів, що забезпечує ці вимоги, є хімічна обробка палива, під якою в більшості випадків розуміють використання паливних присадок.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для покращення якості підготовки палива та паливної економічності на багатьох морських судах використовується хімічна обробка палива, при якій в паливну систему за допомогою спеціальних дозуючих пристроїв вводяться спеціальні реагенти (присадки), які сприяють активації різноманітних властивостей палива. Однією з таких присадок є паливна присадка Fuelcare фірми Unitor, яка додається в паливо підвищеної в'язкості, покращує процес передполум'яних перетворень і тим самим полегшує та прискорює займання палива. Як найбільш доцільне точка введення присадки до палива – витратна паливна цистерна, безпосередньо перед паливною апаратурою високого тиску (паливним насосом високого тиску в випадку використання присадки для двигунів з механічним впорскуванням палива, або системою common rail та їй подібній під час електронного впорскування). Використання присадки Fuelcare можливо для палива з будь-яким вмістом сірки. Саме через ці обставини вона використовувалась в паливній системі суднового малообертового двигуна 6S60ME фірми MAN-Diesel & Turbo [2]. Рекомендоване фірмою Unitor дозування присадки Fuelcare надано в таблиці 1.

Таблиця 1. Дозування присадки Fuelcare залежно від вмісту сірки в паливі

Вміст сірки в паливі, %	≤0,05	0,05...0,1	0,1...0,3	0,3...0,5	≥0,5
Дозування	1:6000	1:3000...1:1500	1:1500...1:500	1:500...1:500	1:500

Рівень дозування присадок варіюється в широких межах і залежить від призначення присадки і характеристик паливної системи, в якій вона використовується. Присадки, які вводяться в паливні цистерни або окремі ділянки паливних магістралей для біологічного впливу на паливо або для зниження гідравлічних втрат, дозуються в співвідношенні 1:8000...1:12500. Присадки, що забезпечують поліпшення процесу згоряння палива, вводяться в нього в пропорції 1:1000...1:8000. І в тому, і в іншому випадку дозування може змінюватися в залежності від конструкції двигуна, експлуатаційного стану паливної системи, рівня забруднення палива в цистернах, елементарного складу палива (в залежності від вмісту домішок ванадію, натрію і сірки) [4].

Оптимальна концентрація присадки Fuelcare фірми Unitor визначалась співвідношенням 1:2500, що відповідала вмісту сірки в паливі 0,48 % та була визначена в результаті попередніх досліджень. Під час використання цієї присадки в паливній системі дизеля 6S60ME фірми MAN-Diesel & Turbo та його індичюванні була отримана індикаторна діаграма, що наведена на рис. 1.

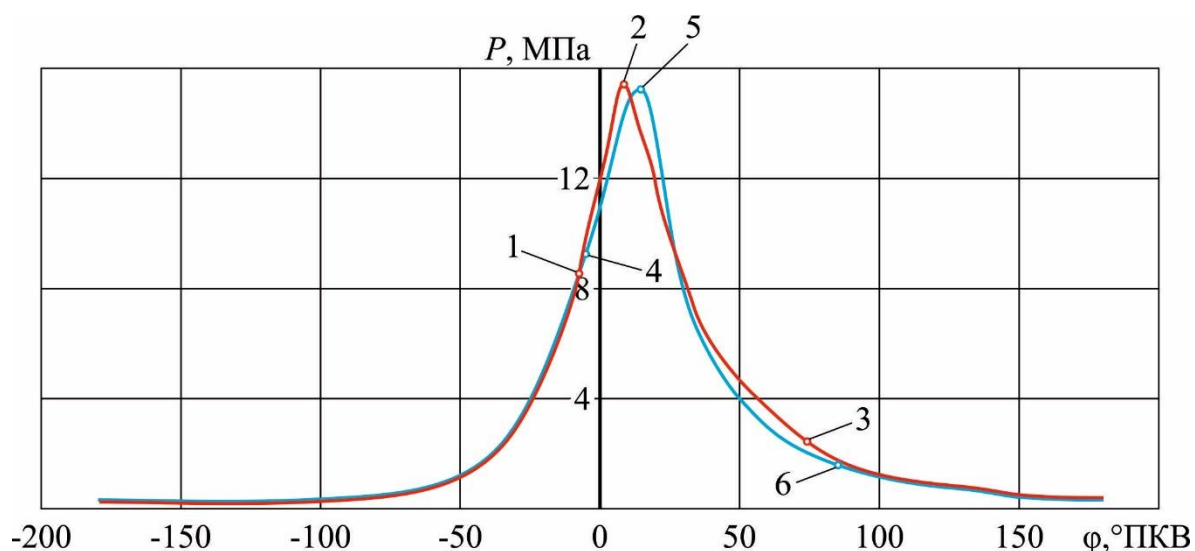


Рис. 1. Результати індицювання суднового дизеля 6S60ME фірми MAN-Diesel & Turbo:
 — без використання присадки Fuelcare фірми Unitor;
 — під час використання присадки Fuelcare фірми Unitor

Наведені дані свідчать про покращення процесу згоряння палива, зокрема зниженню період затримки запалювання (яке у разі використання присадки Fuelcare здійснюється у точки 1, порівняно з точкою 4, коли дизель працює на паливі без присадки), зміщенню згоряння в бік ізохорного процесу (крива 1–2 на індикаторній діаграмі при використанні присадки Fuelcare, та крива 4–5 на індикаторній діаграмі без використання присадки), та скороченню періоду догоряння палива на лінії розширення (крива 2–3 на індикаторній діаграмі при використанні присадки Fuelcare, та крива 5–6 на індикаторній діаграмі без використання присадки). Вказане сприяє зниженню питомої витрати палива на всьому діапазоні експлуатаційних навантажень дизеля (рис. 2).

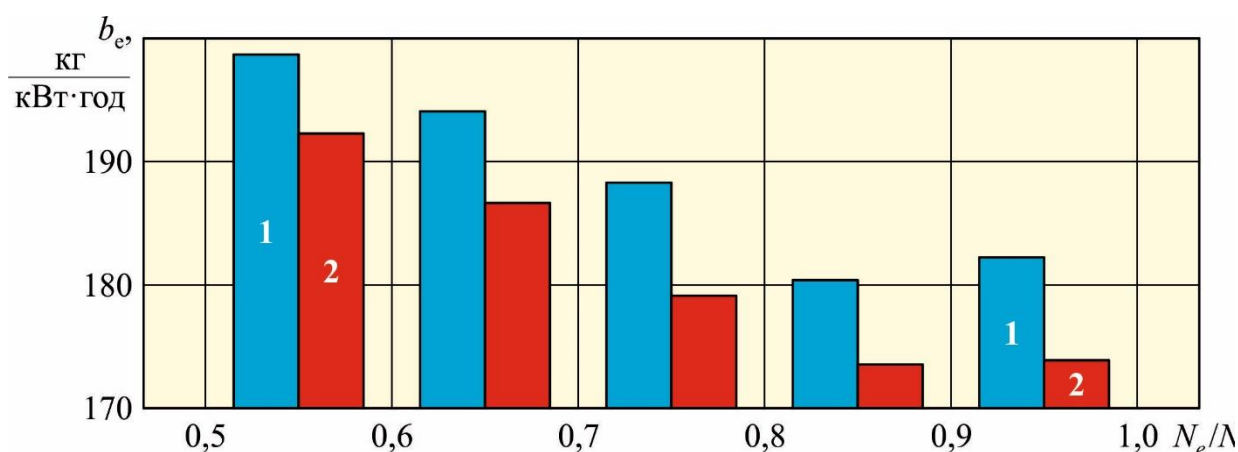


Рис. 2. Залежності питомої витрати палива SFOC дизеля 6S60ME фірми MAN-Diesel & Turbo від його відносної потужності N_e/N_{nom} :

- 1 – під час використання присадки Fuelcare фірми Unitor;
 2 – без використання присадки Fuelcare фірми Unitor

Також під час експериментальних випробувань визначався вплив присадки до палива на екологічні показники роботи суднового дизеля, а саме вміст

NO_x в випускних газах. Вимірювання цього параметру здійснювалось за допомогою переносного газоаналізатору Testo350, що встановлювався на відстані більш ніж 10 м від вихідного перетину газотурбонагнетача, що відповідало вимогам Технічного кодексу з вимірювання оксидів азоту в судових дизелях. Результати цих досліджень наведені на рис. 3 та свідчать про поліпшення екологічних параметрів роботи дизеля, при цьому найбільше зниження рівня шкідливих викидів спостерігається в діапазоні навантажень 65...85 % – найбільш характерних для експлуатації ДВЗ морських суден [5].

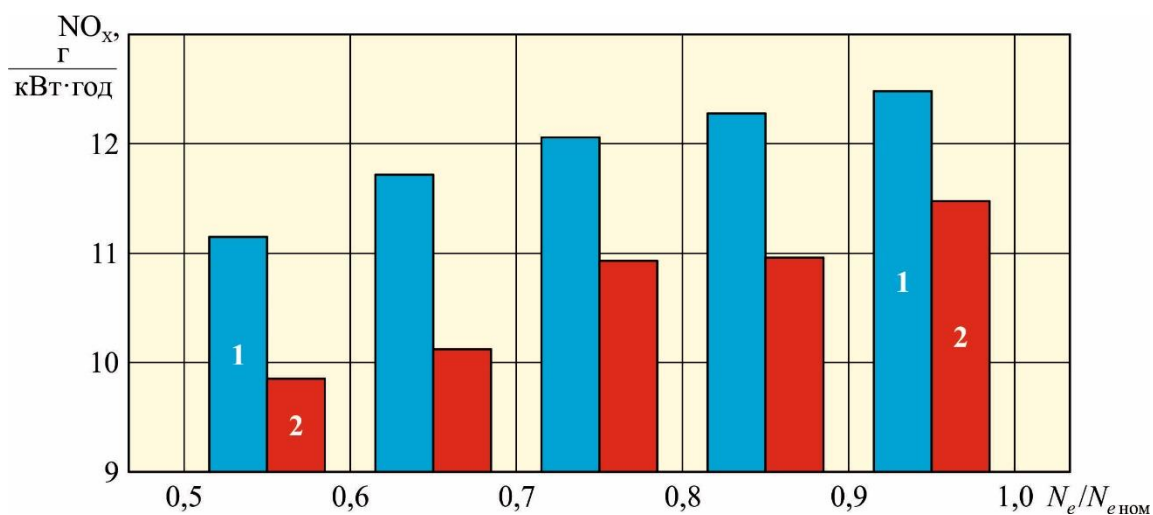


Рис. 3. Зміна концентрації NO_x в випускних газах судового дизеля дизеля 6S60ME фірми MAN-Diesel & Turbo від його відносної потужності $N_e/N_{e\text{ном}}$:

- 1 – робота на паливі без присадки; 2 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:4000;
3 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:6000

Висновки і перспективи подальших досліджень. Дослідження, що були виконані, та результати, що отримані, дозволяють зробити наступні висновки.

1. Одним з методів покращення експлуатаційних властивостей палива є використання паливних присадок, які можуть вводитися в паливну систему в різних точках: відстійному танку, витратному танку, паливних магістралях, а також перед його безпосередньою подачею в циліндр дизеля (перед паливними насосами високого тиску).

2. Використання присадок до палива призводить до підвищення паливної економічності судового дизеля – зниженню питомої витрати палива від 3,5 до 5,8 %. При цьому максимальне підвищення паливної економічності відбувається в діапазоні 50...60 % навантаження дизеля, тобто режимів, що характеризуються найбільшим експлуатаційним періодом роботи, а також підвищеною тепловою напруженістю.

3. У разі додавання присадок до палива суттєво поліпшуються екологічні показники роботи дизеля. При цьому досягається зниження на 1,4...4,3% концентрації NO_x в випускних газах. Наведені факти особливо важливі в розрізі виконання вимог AnnexIV MARPOL73/78 та найбільш актуальні для дизелів, що тривалий час працюють у прибережних акваторіях і акваторіях морських

портів.

4. Концентрація присадки має оптимальне значення, визначається експериментально та залежить від характеристик дизеля і палива, яке використовується під час його експлуатації.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Солодовников В. Г. Обеспечение требований энергетической эффективности при подготовке тяжелых топлив для судовых двигателей внутреннего сгорания // *Austria-science*. – 2017. – № 7. – С. 33-37.

2. Sagin S. V., Solodovnikov V.G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, // *Modern Applied Science*. – 2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

3. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives // *Indian Journal of Science and Technology*. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: [10.17485/ijst/2016/v9i46/107516](https://doi.org/10.17485/ijst/2016/v9i46/107516).

4. Zablotsky Yu. V. Reducing of thermal factor of exit-gas system of marine medium-speed diesel engine due to the usage of fuel additives // *Science and Education : material of the XIII international research and practice conference, Munich, November 2nd – 3rd, 2016*. – Munich : Vela Verlag Waldkraiburg. – 2016. – P. 96-103.

5. Zabloysky Yu.V. Sagin S.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines // *Indian Journal of Science and Technology*. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

6. Sagin A.S., Zablotskyi Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal*. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 14-17. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17>.

7. Zablotskyi Yu.V., Sagin A.S. Applying of fuel additives in marine diesel engines // *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник*. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 5 – 17. doi: 10.31653/smf343.2021. 5-17.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення діагностування та контролю робочого процесу суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Специфіка експлуатації дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту полягає в тому, що від їхньої безперервної безаварійної роботи залежить життя судна та екіпажу. Безаварійну роботу двигунів можна забезпечити за допомогою регулярного контролю параметрів робочого процесу в циліндрах. Регулярний періодичний аналіз параметрів робочого процесу в циліндрах суднових дизелів дає можливість оптимізувати їхню роботу, рівномірно розподіляти навантаження між циліндрами та вчасно виявляти небезпечні тенденції, що пов'язані зі зміною технічного стану основних систем та вузлів [1, 2].

Періодичний контроль дозволяє виявляти дефекти, що утворюються та розвиваються під час експлуатації дизелів. Прикладами таких дефектів є зниження середнього індикаторного тиску або тиску кінця стиснення, що відразу буде виявлено шляхом аналізу індикаторних діаграм. Однак існує ряд дефектів, виявити які за допомогою лише аналізу індикаторних діаграм досить складно. До цієї категорії відносяться дефекти паливної апаратури високого тиску та дефекти механізму управління клапанами газорозподілу, при чому це стосується як двигунів з механічним / гідравлічним приводом випускних клапанів та паливних насосів (двигунів з розподільним валом), та також двигунів, в яких керування процесами випуску газів та впорскування палива забезпечується електронною системою.

Саме ці дефекти найчастіше виникають у процесі експлуатації морських двигунів. Особливо це стосується дефектів паливної апаратури високого тиску. Безпосередні вимірювання та аналіз діаграм тиску впорскування палива перед форсунками могли б дати повну діагностичну інформацію про технічний стан паливної системи високого тиску, проте такі вимірювання неможливо проводити на морських двигунах за допомогою переносних пристроїв в умовах експлуатації у зв'язку з сучасними вимогами ІМО та вимогами більшості сертифікаційних морських товариств. Альтернативою прямим вимірам є застосування вібродатчика на магнітній платформі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З метою забезпечення контролю робочого процесу дизеля суден морського та внутрішнього водного транспорту використовуються різні системи. Прикладом їх є:

- система PED фірми «Pielstick» (Франція) – за її допомогою контролюється стан рамових підшипників колінчастого валу та верхнього поршневого кільця, агрегатів турбокомпресора. Датчики системи вимірюють наступні параметри: температуру і тиск за охолоджувачем наддувочного повітря (ОНП),

температуру охолоджуючої води на вході в ОНП, тиск повітря за турбокомпресором, положення рейок паливних насосів високого тиску (ПНВТ), частоту обертання ротора турбокомпресора, вібрацію підшипників турбокомпресора за допомогою датчика стану підшипників (безконтактного датчика переміщення);

- система «Vibrometr» фірми «Vibrometr» (Швейцарія) діагностує вузли циліндропоршневої групи (ЦПГ), системи упорскування палива, та турбокомпресора, поршневих кілець, ПНВТ, а також такі параметри, як частота і напрямок обертання колінчастого валу, максимальний тиск згоряння і характеристики упорскування;

- система Mecom фірми «Statronik» (Норвегія) призначена для діагностування дизелів, турбін, котлів, за її допомогою реєструються такі параметри: рівень вібрації механізмів, температури підшипників турбін, втулок циліндрів, температура випускних газів, тиск у різних точках газоповітряного тракту;

- системи «Komos» фірми МН1 (Японія) призначені для діагностування головного та допоміжних двигунів через визначення максимального тиску згоряння, тиску наприкінці стиснення, індикаторного тиску та параметрів випускних газів [2, 3].

Постановка завдання. З представленого аналізу існуючих діагностичних систем ДВЗ можна зробити такі висновки:

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

- установка спеціалізованих діагностичних комплексів здійснювалася на ДВЗ будь якої потужності, що встановлюються на морських судах.

Одночасно з цим візуалізація результатів, що отримані під час діагностування дизеля, за допомогою сучасних інтелектуальних систем та особливо вдосконалення передачі цих результатів до оператора та підвищення ефективності функціонування систем діагностики та контролю робочого процесу суднового дизеля є нерозв'язаним завданням.

Виклад основного матеріалу дослідження. У процесі експлуатації дизелів відбувається природний процес розрегулювання вузлів паливної апаратури високого тиску та механізму газорозподілу, а також зношування основних деталей ЦПГ. Ці зміни, некритичні в міжремонтний період, проте знижують якість робочого процесу в циліндрах і, відповідно, підвищують питому витрату палива та загальний рівень вібрації двигунів. Крім того, при цьому збільшується нерівномірність розподілу теплових та механічних навантажень між циліндрами, що підвищує ризик виникнення аварійних ситуацій.

Підвищення ефективності функціонування систем діагностики і контролю робочого процесу дизелів суден морського та внутрішнього водного

транспорту можливо за рахунок постійної візуалізації результатів діагностування. Фірмою MAN-Diesel&Turbo ця концепція реалізується у вигляді двох сучасних систем діагностування:

- PMI (Pressure Mean Indicator) – що призначена для дизелів типу MC з розподільним валом (кількість яких на сучасних судах ще більш ніж велика, та строк остаточної експлуатації деяких з них перевищує 15 років);
- CoCoS-EDS (Computer Controlled Surveillance-Engine Diagnostics System) – що призначена для дизелів ME з електронним керуванням фазами паливоподачі та газорозподілу [4].

Елементи системи PMI для вимірювання тиску в циліндрі двигуна показані на рис. 1. Елементи системи CoCoS-EDS показані на рис. 2.

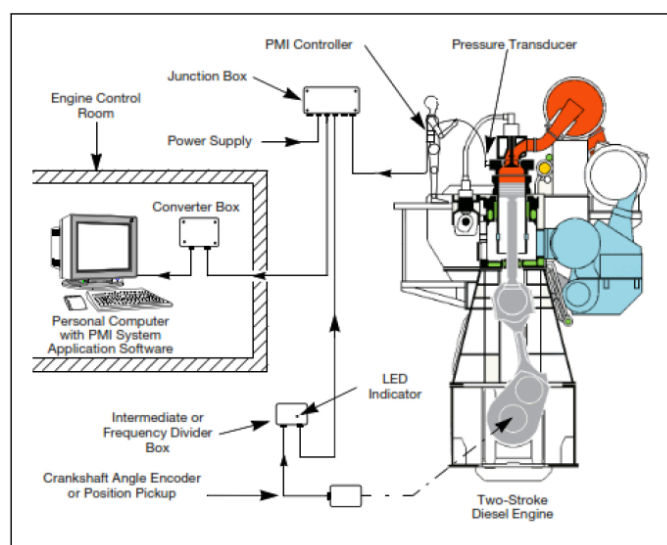


Рис. 1. Елементи системи діагностування PMI

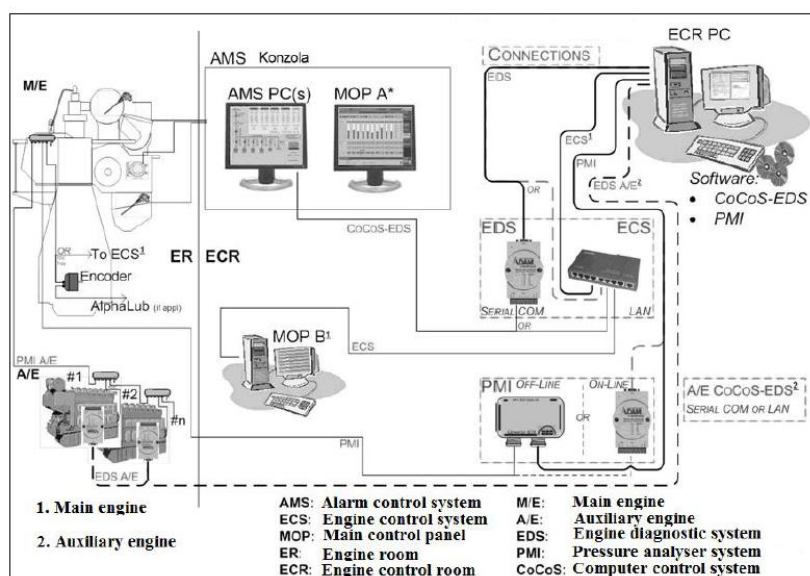


Рис. 2. Елементи системи діагностування CoCoS-EDS

Інформаційна система Co-CoS розроблена фірмою MAN-Diesel&Turbo для супроводу в процесі експлуатації своєї продукції. Разом з тим її оболонка може бути успішно застосована для будь-якого іншого обладнання. До складу

системи входять чотири окремих програми, які, тим не менш, можуть взаємодіяти між собою в залежності від розв'язуваних завдань:

- EDS (Engine Diagnostics System) – система діагностики головного дизеля;
- MPS (Maintenance Planning System) – система планування технічного обслуговування енергетичної установки;
- SPC (Space Part Catalogue) – оригінальний каталог запасних частин фірми MAN-B&W;
- SPO (Stock Handling and Spare Part Ordering) – система обліку і, при необхідності, замовлення запасних частин.

Контрольовані за допомогою системи параметри представляють собою первинне джерело інформації, яка згодом може бути використана під час вирішенні різних експлуатаційних завдань.

Система Co-Co-EDS забезпечує безперервний контроль робочого циклу та діагностику двигуна [5].

До сучасних систем діагностування перебігу робочого процесу відноситься система DEPAS, що розроблена колишнім випускником НУ «ОМА» доктором техн. наук, професором Р.А. Варбанцем. Ця система через використання вібраційних датчиків дозволяє визначити зміну тиску в циліндрі та з урахуванням відхилення отриманої індикаторної діаграми від її еталонного виду зробити висновки щодо стану та вірності регулювання паливної апаратури високого тиску, газовипускних клапанів та поршневих кілець. Приклад діаграми, що вдається зняти з дизеля за допомогою системи DEPAS наведено на рис. 3 [5].

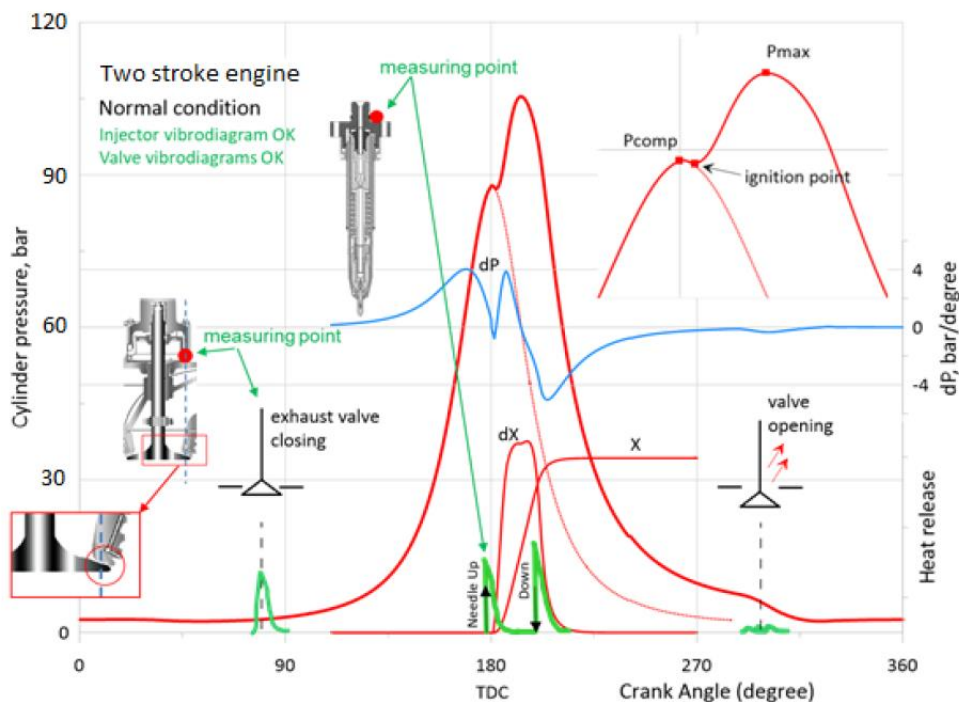


Рис. 3. Модель робочого процесу та вібродіаграми форсунки та клапана двотактного двигуна

Висновки і перспективи подальших досліджень. Діагностування перебігу робочого процесу, якій відбувається в циліндрі дизеля, є невід’ємною складовою їх технічного обслуговування.

Залежно від конструкційного виконання суднових двотактних дизелів їх діагностування можливо шляхом використання цифрових продуктів Pressure Mean Indicator (в разі експлуатації дизелів з розподільним валом) та Computer Controlled Surveillance-Engine Diagnostics System (під час експлуатації дизелів, що мають електронне керування фазами паливоподачі та газорозподілу).

Програмний продукт DEPAS дає можливість виконання діагностування для будь-яких дизелів, при цьому основною його функцією є аналіз вібродіаграм паливної апаратури та механізму газорозподілу двигуна, записаних паралельно з індикаторними діаграмами. За допомогою цього комплексу можливо визначити:

- фази підйому та посадки голки форсунки;
- початок та кінець циркуляції підігрітого важкого палива у паливній системі;
- фази початку подачі та відсічення палива паливним насосом високого тиску;
- фази закриття та, у деяких випадках, відкриття клапанів газорозподілу.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сагін С.В., Бондар С.А. Метод попередження аварійних ситуацій під час експлуатації суднових дизелів за аналізом потоку відмов його основних вузлів // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 101-109. doi: 10.31653/smf46.2023.101-109.

2. Сагін А.С. Корегування налаштування паливної апаратури високого тиску під час переведення суднових дизелів на паливо з низьким вмістом сірки // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 67 – 78. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-67-78.

3. Сагін С.В., Сагін А.С. Контроль та діагностування надійності та економічності дизелів морських та річкових засобів транспорту // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 118-131. doi: 10.31653/smf46.2023.118-131.

4. Varbanets R., Zalozh V., Shakhov A., Savelieva I., Piterska V. Determination of top dead centre location based on the marine diesel engine indicator diagram analysis // Diagnostyka. – 2020. – № 21(1). – P. 51-60. <https://doi.org/10.29354/diag/116585>.

5. Varbanets R. etc. Acoustic Method for Estimation of Marine Low-Speed Engine Turbocharger Parameters // Journal of Marine Science and Engineering. – 2021. – Vol. 9. – P. 321. <https://doi.org/10.3390/jmse9030321>.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення експлуатаційних показників моторних мастил, що використовуються в системах мащення суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ) / дизелі, що встановлюються на суднах морського та внутрішнього водного транспорту та виконують функції головних та допоміжних двигунів, вже понад 50-ти років займають домінуюче положення в порівнянні з іншими типами на теплових двигунів (паровими котлами, паровими та газовими турбінами). Основною тенденцією в розвитку суднових дизелів є підвищення їх циліндрової та агрегатної потужності, а також техніко-економічних показників, що багато в чому залежить від якості моторних мастил (ММ), які забезпечують процеси їх мащення та охолодження. Під час виконання цих функцій мастила поступово, а в деяких випадках стрибкоподібно, втрачають експлуатаційні показники – перш за все в'язкість та загальне лужне число. Основною підставою цього є потрапляння до мастила забруднюючих частинок (як результат неповного згоряння) та знос контактних поверхонь (втулка – поршневі кільця та вкладиш підшипника – колінчастий вал). Основним методом видалення з мастила забруднюючих частинок та продуктів зносу для циркуляційних систем мащення є фільтрація мастила [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У суднових дизелях застосовується в основному безперервне очищення мастила, тобто мастило очищається безперервно на протязі всієї роботи дизеля. Надійність безперервного очищення мастила забезпечується її багатоступеневістю:

перший ступінь – попереднє очищення – здійснюється сітчастими фільтрами мастило приймачами, що встановлюються в циркуляційних мастильних баках або картерах дизелів для захисту від попадань в систему мащення випадкових домішок великого розміру та для захисту від пошкоджень мастильного насоса.

другий ступінь – грубе очищення – здійснюється повнопотоковими фільтрами грубого очищення (ФГО) мастила різних конструкцій; ФГО очищує мастило від частинок забруднень розміром 40...250 мк та як і фільтри за допомогою яких здійснюється приймання мастила (особливо під час використання мастил з високими диспергируючими властивостями) виконує захисні функції;

третій ступінь – тонке очищення – здійснюється фільтрами тонкого очищення (ФТО) мастила або відцентровими очисниками мастила, які часто називають центрифугами або сепараторами; на цьому ступені мастило зазвичай очищується від частинок забруднення розміром понад 4...5 мк;

четвертий ступінь – додаткове очищення – здійснюється в порожнинах шатунних шийок колінчастих валів завдяки відцентровим силам; крім того,

додаткове очищення мастила може здійснюватися магнітними або хімічними фільтрами, а також в додатковому обладнанні за рахунок гравітаційних та електричних методів.

У комплекс заходів, здатних привести до підвищення експлуатаційної надійності судових дизелів, входить ефективна регенерація експлуатаційних характеристик мастильних матеріалів. Одним з методів, що забезпечують процес регенерації експлуатаційних властивостей ММ, є їх фільтрація.

Постановка завдання. Метою дослідження є розробка комплексу науково-технічних рішень, які б скорочували експлуатаційні витрати ММ в судових середньообертових дизелях та підвищували надійність і ресурсні показники ММ під час використання важких високо в'язких палив.

Виклад основного матеріалу дослідження. В системах циркуляційного мащення сучасних ДВЗ (особливо таких, що працюють за чотиритактним циклом) домінуюче положення в системах тонкого очищення ММ займають повно-потоківі та комбіновані схеми. Це обумовлено зростанням форсування дизелів, використаних палив погіршеної якості, підвищення механічних навантажень та температурних градієнтів в контактуючих поверхнях [1, 2].

Однієї з підстав широкого розповсюдження повнопотокового тонкого очищення ММ (в порівнянні з частковопотоковим) з'явилося переведення роботи судових ДВЗ з легких дизельних палив (тобто таких, в'язкість яких за 40 С не перевищувала 15...20 сСт) на важкі остаткові (в'язкість яких за 40 С на першому етапі знаходилась в межах 150...180 сСт та згодом була збільшена до 380...500 сСт та вище – до 750 сСт). Таким чином, фільтри, що виконували очищення лише деякої частини від загального потоку мастила та встановлювались в системі мащення ДВЗ за байпасною схемою, не здатні були ефективно видаляти дрібнодисперсні нерозчинні продукти забруднення, що потрапляли до циркуляційного мастила під час його знаходження на поверхнях циліндрової втулки та поршневих кілець (що неминусе стається в судових чотиритактних дизелях). Одночасно з цим став неможливим захист дизеля від абразивного зношування лише через використання повнопотокових ФГО, ефективність яких була недостатня для видалення дрібних домішок та збереження на високому рівні ресурсних показників дизелів [1].

Використання в системі циркуляційного мащення дизелів повнопоточного очищення та встановлення за цих умов фільтрів тонкого очищення мастила сприяло підвищенню надійності захисту їх контактуючих поверхонь від небезпечних частинок забруднення та забезпечувала низьку концентрацію нерозчинних продуктів в ММ, які прискорюють його окислення [3, 4]. Одночасно з цим, проходження через повнопотоковий фільтр з поверхневими фільтруючим елементом (ФЕ) всього потоку мастила, що йде до через свердлення в колінчатому валу в внутрішню магістраль дизеля (на мащення рамових та мотильових підшипників), сприяло підвищенню інтенсивності його очищення від загальних і зольних нерозчинних продуктів [4].

На теперішній час повнопотокове тонке очищення ММ (коли через фільтр проходить все мастило, що прямує в внутрішню мастило-розподільну магістраль) практично витіснила системи частковопотокові системи очищення, в яких на байпасної магістралі встановлювались частковопотокові фільтри, та зумовило надійний захист контактуючих поверхонь дизеля від абразивних частинок.

Застосування повнопотокових фільтрів тонкого очищення мастила (ФТОМП) сприяло також зниженню загального забруднення ДВЗ вуглецевими відкладеннями, тому що забезпечувало підтримку концентрації дрібнодисперсних нерозчинних продуктів в ММ, яке викликає його інтенсивне окислення та старіння. Також позитивні результати за цим показником мали комбіновані комплекси очищення мастила, яке поєднували послідовне встановлення та використання ФГО та відцентрових сепараторів.

Це зумовлює те, що в теперішній час більшість ДВЗ (особливо середньо- та високооберткових) мають циркуляційну систему мащення, в якій через фільтр, який встановлюється в нагнітальній магістралі перед мастильним холодильником, проходить весь потік мастила, що прямує на мащення деталей двигуна. Вихідна номінальна тонкість відсіву фільтрувальних матеріалом (ФМ), що використовується в цих фільтрах, зазвичай становить 15...25 мкм. Це означає, що до контактних поверхонь дизеля частки з розмірами вище зазначених практично не потрапляють.

Ефективність ФТОМП в порівнянні з ФГО і комбінації останніх з частковопотоковими фільтрами показана на рис. 1, якій відображає знос поверхонь I_h деяких вузлів дизелів та трудомісткість робіт T_{ϕ} , що пов'язані з обслуговуванням цих фільтрів.

Як впливає з рис. 1, найменший знос I_h вузлів ДВЗ спостерігається під час застосування повнопотокових фільтрів тонкого очищення мастила. Найбільший вплив за цим показником повнопотокове очищення ММ надає на стан вкладишів мотильових і рамових підшипників, і відповідних шийок колінчатого вала двигуна, що пов'язано з більш інтенсивної циркуляцією абразивних частинок через ці вузли в порівнянні з іншими.

Швидкість зношування вкладишів і шийок колінчатого валу під час застосуванні ФТОМП в 1,85 рази менше ніж під час очищення мастила частковопотоковими фільтрами. Якщо в системі мащення дизелі здійснюється тільки грубе очищення, то різниця в зносі порівнюваних варіантів досягає 2,44 рази.

За поршневим кільцям ефект від дії повнопотокового тонкого фільтрування в порівнянні з частковопотокового в комбінації з ФГО не такий значний. В цьому випадку досягається зменшення швидкості зношування цих деталей в 1,4 рази. У порівнянні з грубим очищенням, додаткове підключення частковопотокових фільтрів знижує зношування поршневих кілець на 35...37 %. Застосування ФТОМП зменшує знос цих деталей відносно ФГО на 53...56 % (див. рис. 1).

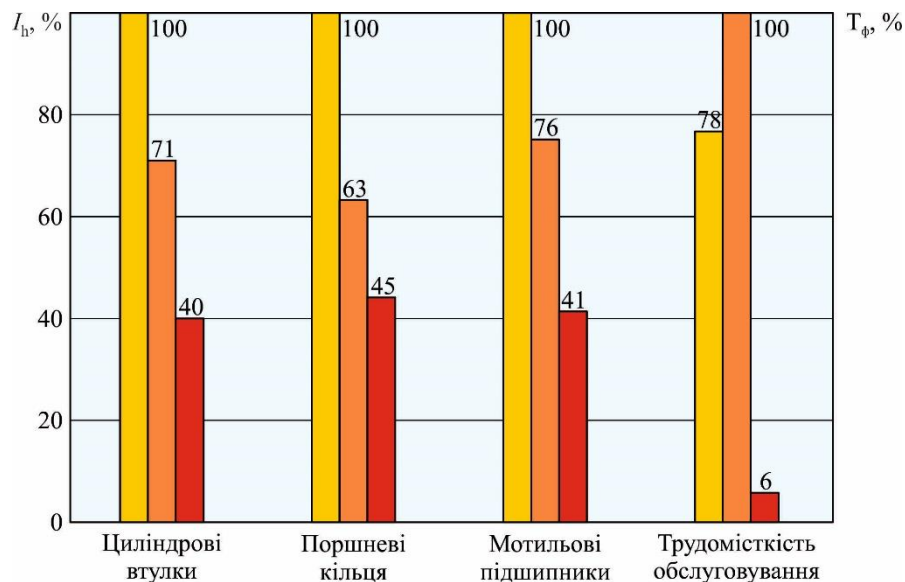


Рис. 1 Знос основних деталей дизелів I_h та трудомісткість обслуговування T_ϕ фільтрів під час використання в циркуляційних системах мащення різних схем очищення: 1 – грубе очищення; 2 – частково потокове очищення; 3 – повно потокове очищення

Зіставлення даних по швидкості зношування циліндрових втулок показує, що тонке очищення ММ в порівнянні з грубим покращує цей показник в 1,4...2,1 рази. Верхня межа поліпшення процесу зношування відповідає застосуванню повнопотокової схеми тонкого очищення мастила, нижня – частково-потокової.

Основні показники різних типів очищувачів мастила, які використовуються в системах мащення ДВЗ, наведені в таблиці 1 та свідчать, що номінальна тонкість більшості повнопотокових агрегатів тонкого очищення знаходиться в діапазоні 20...50 мкм, частково потокових – 5...25 мкм. Імовірність захисту пар тертя дизеля від потрапляння великих часток у частково- і повнопотокових очищувачах знаходиться відповідно в межах 5...40 та 80...100 %.

Питома інтенсивність видалення загальних нерозчинених домішок у частково-потокових очищувачах набагато вище, ніж у повнопотокових: $(1,6...3,4) \cdot 10^{-9}$ проти $(0,15...2,6) \cdot 10^{-9}$ м/(с·кг). При цьому у центрифуг і сепараторів вона в кілька разів вище ніж у фільтрів. Однак останні перевершують відцентрові очищувачі за таким показником, як час, що необхідний для постійного обслуговування, питома трудомісткість обслуговування та питомі енерговитрати на роботу очищувача.

Таблиця 1. Порівняння схем очищення моторного мастила суднових дизелів

Показник очищувача мастила	Схема очистки					
	повнопотокова			частковопотокова		
	фільтр	центрифуга	фільтр зі зворотним промиванням	фільтр	центрифуга	сепаратор
Діапазон потужності двигуна в системі якого можливо використання, кВт	3...5000	30...600	100...15000	30...7000	50...3000	300...15000
Продуктивність очищення загальна	0,05...40	0,1...2,0	1,0...300	0,01...4,0	0,03...1	0,2...4,5
питома	105±32	138±41	126±37	7,2±2,4	46±12	2,1±0,5
Тонкість відсіву, мкм	31±7	27±5	36±12	17±3	21±6	5±2
Ймовірність захисту пар тертя дизеля від потрапляння великих абразивних часток, %	100	100	84±16	64±9	66±18	68±6
Питома інтенсивність очищення мастила від нерозчинених продуктів, $\times 10^{-9}$, м ³ /(с·кг)	0,5±0,2	2,6±1,1	0,15±0,06	1,6±0,9	3,4±1,3	2,7±1,4
Питома брудноємність очищувача, $\times 10^{-6}$, м ³ /кг	72±25	123±42	59±19	105±31	168±45	9±3
Час, що необхідний для постійного обслуговування за термін експлуатації, год	696±213	206±52	1232±364	468±114	247±64	116±36
Питома трудомісткість обслуговування, $\times 10^6$, люд.·год/(кВт·год)	1,7±0,6	19,1±6,8	1,3±0,4	2,8±0,7	12,6±5,3	4,7±2,4
Питомі енерговитрати на роботу очищувача, $\times 10^3$, кВт/кВт	0,7±0,4	1,3±0,5	0,8±0,4	0,2±0,1	0,3±0,1	1,2±0,4

Висновки і перспективи подальших досліджень. В результаті проведених досліджень зробимо висновки, що забезпечення експлуатаційних показників моторних мастил, що використовуються в системах мащення суднових дизелів можливо шляхом:

1) комбінованого фільтрування через розмежування функцій очищення мастила між агрегатами системи мащення; при цьому фільтруванням повного потоку здійснюється надійний захист двигуна від небезпечних абразивних частинок з високою (25...40 мкм) тонкістю їх відсіву, частково поточним фільтруванням підвищується інтенсивність очищення мастила від дрібнодисперсних нерозчинених домішок;

2) розмежування функцій очищувачів повного і часткового потоків;

3) зниження «грязьового» навантаження на повно потокові фільтруючі елементи;

4) підвищенням інтенсивності очищення в частковопоточних фільтруючих елементах;

5) збільшенням надійності роботи фільтруючих елементів конструктивними і технологічними методами.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S. V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 195-202. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991

2. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2 (61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

3. Заблоцький Ю. В. Підвищення економічності роботи суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 12-16. DOI : 10.31653/smf340.2020.12-16.

4. Сагін С. В. Зниження механічних втрат у суднових середньообертових дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць. – 2020. – Вип. 1(61). – С. 87-96. doi.org 10.47049/2226-1893-2020-1-87-96.

5. Sagin S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Fomin O., Kuřcera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // Journal of Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10. – 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse1010137>.

Національний університет «Одеська морська академія».

Підвищення ефективності процесу очищення суднових льяльних вод

Постановка проблеми в загальному вигляді. Експлуатація суден морського та внутрішнього водного транспорту неминуче пов'язана з виникненням та розв'язанням проблем охорони довкілля та забезпечення відповідності емісії забруднюючих речовин сучасним нормативним вимогам. Щодо Світового океану надзвичайність екологічної ситуації обумовлена насамперед забрудненням поверхневих і глибинних шарів водами, що містять нафту (ВМН). До такої категорії відносяться судові льяльні води, які є сумішшю води з протічками палива та мастила, що утворюються в машинно-котельному відділенні (МКВ) суднових енергетичних установок.

За даними провідних природоохоронних організацій, в даний час під час транспортування в океан щорічно надходить близько $20 \cdot 10^6$ тонн нафти. Це становить приблизно 0,25 % загального обсягу світового видобутку вуглеводнів.

Відповідно до вимог Міжнародної конвенції по запобіганню забруднення з суден МАРПОЛ 73/78, будь-яке судно, що має на борту велику кількість нафтового палива, а також судно валовою місткістю 10000 тонн і більше оснащується обладнанням для фільтрації нафти та пристроями сигналізації та автоматичного припинення будь-якого скидання суміші, що містить нафту, коли вміст нафти в стоку перевищує 15 млн^{-1} . Води, що містять нафту, і нафтові залишки повинні зберігатися на борту та зливатися в приймальні пристрої або скидатися за межами особливого району з дотриманням чинних правил для відкритого моря. Скидання дозволяється за умови: джерелом льяльних вод не є льяла відділення вантажних насосів; льяльні води не змішані із залишками нафтового вантажу; судно перебуває у русі; вміст нафти в стоку без розведення не перебільшує 15 млн^{-1} ; на судні знаходиться у дії обладнання для фільтрації нафти, система фільтрації, яка має пристрій, що забезпечує автоматичне припинення скидання, коли вміст нафти у стоку перевищує 15 млн^{-1} . У всіх випадках, коли в безпосередній близькості від судна або його кільватерного потоку на поверхні води виявляються видимі сліди нафти, невідкладно розслідуються факти, що належать до цього випадку, для встановлення дійсного порушення нормативних вимог щодо захисту довкілля [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Спосіб та технологія очищення ВМН визначається, в основному, необхідною мірою їх очищення. Міжнародні і національні вимоги передбачають наявність на судах, спеціальних очисних установок з очисною здатністю до 15 млн^{-1} .

Згідно з вимогами МАРПОЛ можливі наступні варіанти судового устаткування для утилізації вод, що містять нафту:

- 1) збірні танки;

2) збірний танк плюс устаткування, що фільтрує, із ступенем очищення вод, що містять нафту менше 15 млн-1 і прилад контролю концентрації і автоматичного припинення зливу за борт при перевищенні концентрації нафти в скиданні більше 15 млн-1 [2, 3].

Для реалізації першого варіанту необхідно мати в портах достатню кількість приймальних споруд для вод, що містять нафту. Також цей варіант доцільний у разі, коли судно здійснює нетривалі рейси. При цьому вільний об'єм збірних танків має бути достатнім для збору і зберігання вод, що містять нафту на протязі усього рейсу. Після прибуття в порт ВМН здаються на приймальні споруди з отриманням документу, що підтверджує їх здачу.

Другий варіант дозволяє робити очищення ВМН до концентрації менше 15 млн-1 і експлуатувати судна в будь-якому морському районі. В цьому випадку збірного танка може і не бути. Проте для підвищення якості очищення і ефективності утилізації ВМН на судах, які знов будуються необхідно передбачати два збірних танка для ВМН. Льяльні води в цьому випадку обробляються таким чином. ВМН з усіх льяльних колодязів МКВ перекачуються і накопичуються в першому збірному танку впродовж декількох днів, при цьому відбувається відтаювання і розшарування ВМН. Вода, що відстоялася, в нижньому шарі має концентрацію 100...200 млн-1 і під час очищення її в сепараторі менше забруднює фільтруючий коалесцируючий елемент. На виході з сепаратора в цьому випадку гарантовано можливо отримати концентрацію нафтопродуктів менше 15 млн-1. Відстояний шар нафтопродуктів перекачується в інший збірний танк, минувши сепаратор, і може там накопичуватися впродовж декількох місяців або спалюватися в котельній установці. Такий спосіб обробки ВМН дозволяє підвищити якість очищення, істотно збільшити ресурс роботи обладнання, що фільтрує, і зменшити експлуатаційні витрати [4, 5].

Способи очищення ВМН можуть бути класифіковані за різними ознаками, проте найбільше застосування отримала класифікація по характеру використовуваних процесів. За цією ознакою способи очищення вод, що містять нафту можна розділити на механічні, фізико-хімічні, хімічні і біохімічні (таблиця 1).

Постановка завдання. Незважаючи на велику кількість досліджень, та технологічних рішень, що забезпечують очищення вод, що містять нафту, існує нерозв'язане завдання – відсутність метода очищення, за допомогою якого можливо забезпечити остаточну концентрацію нафтопродуктів менш ніж 15 млн-1 за одночасної мінімальної витраті енергії на цю операцію.

Виклад основного матеріалу дослідження. Не лише сучасним, а також перспективним вимогам до очищення ВМН відповідають сепаратори льяльних вод Deoiler PPT-BWS/MESB. Ці сепаратори відносяться до однієї з останніх світових моделей сепараторів льяльних вод та здатні забезпечити остаточну концентрацію нафтопродуктів у воді менш 5 млн-1. Загальний вид сепаратора наведено на рис.1.

Таблиця 1. Класифікація способів очищення вод, що містять нафту

Спосіб очищення	Допустима початкова концентрація ВМН, млн ⁻¹	Ступінь очищення ВМН, що досягається, млн ⁻¹
Механічний відстоювання центрифугування	більше 1000 більше 1000	40...100 10...15
Фізико-хімічні флотація коалесценція адсорбція	менше 1000 менше 1000 менше 100	20...60 10...15 1...3
Хімічний (озонування)	50	1...10
Біохімічні (за допомогою мікроорганізмів)	100	1...10

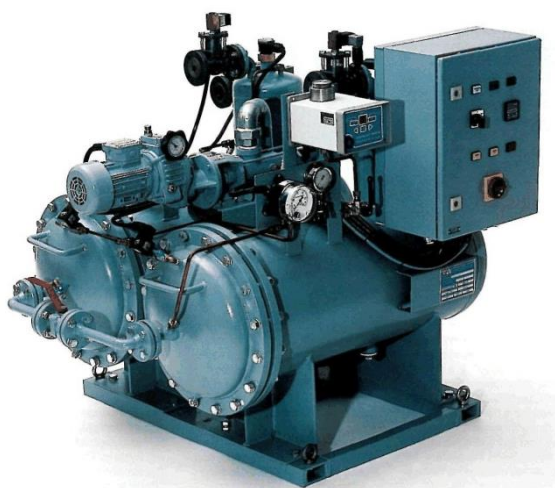


Рис. 1. Загальний вид сепаратора льяльних вод Deoiler2000

Сепаратор ВМН NFV останнього покоління DEOILER 2000 являє собою компактну систему сепарування із двома основними щаблями, об'єднаними в один блок. Навіть таке виконання дозволяє ефективно сепарувати воду, масло, паливо й дає можливість досягти залишкового змісту нафтопродуктів в відсепарованій воді менш 5 млн⁻¹.

Така концепція сепараторів ВМН DEOILER 2000 підходить для сепарування будь-яких льяльних вод, які утворюються в результаті експлуатації.

Сепаратор ВМН також відповідає високим вимогам захисту довкілля, що діють у деяких спеціальних зонах, і вимог які, як очікується, будуть уведені в інших районах Світового океану в найближчому майбутньому.

Компактний блок складається із сепаратора л'ьяльних ВМН типу PPT-BWS, перевіреного й схваленого німецьким класифікаційним товариством Німецький Ллойд, додатково встановлюваного механічного деемульгатора типу MESB, перевіреного й схваленого німецьким класифікаційним товариством Німецький Ллойд, як додатково оснащений агрегат, і поступально резонаторного насоса, який живлять систему. Принципова схема установки наведено на рис. 2.

Усі складання монтуються на основному каркасі, утворюючи єдиний блок. Обое апарата PPT-BWS, а також MESB оснащені збірником масла, де збираються сепаруєми нафтопродукти. Крім установок PPT-BWS-MESB250 і PPT-BWS-MESB500, у кожному збірнику мастила встановлюється нагрівальний прилад.

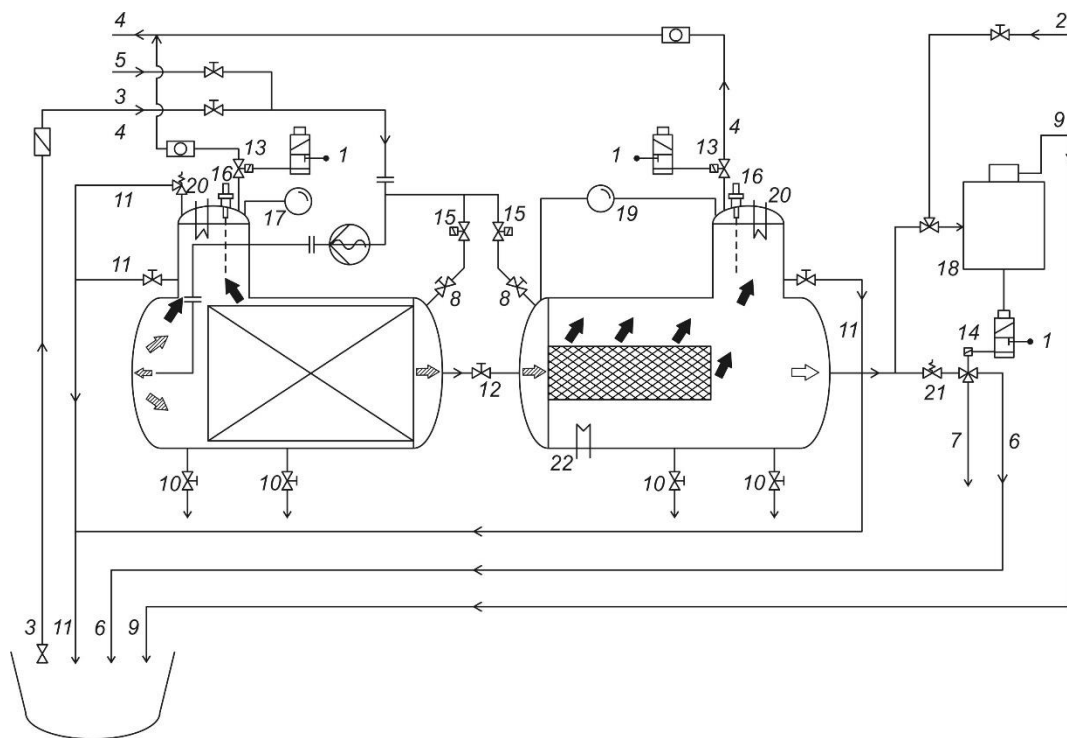


Рис. 2. Принципова схема сепаратора льяльних вод Deoiler:

1 – вхід стисненого повітря (тиск 0,6 МПа); 2 – вхід чистої води для промивання датчика забруднення; 3 – магістраль для входу забрудненої (ляльної) води з безповоротним клапаном і фільтром грубого очищення; 4 – магістраль випуску відсепарованої нафти;

5 – магістраль для входу промивної чистої води (тиск 0,1...0,2 МПа); 6 – магістраль скидання неочищеної води назад у льяла (повернення); 7 – за борт; 8 – магістраль для випуску повітря зі стопорним клапаном; 9 – магістраль для підведення очищеної води до датчика забруднення для контролю; 10 – випуск твердих залишків і бруду; 11 – магістраль від запобіжного клапана й клапана відбору проб; 12 – запірний клапан; 13 – електромагнітний клапан випуску відсепарованих нафтопродуктів; 14 – 3х ходовий електромагнітний клапан; 15 – електромагнітний клапан для продувки й випуску повітря; 16 – датчик рівня; 17 – манометр; 18 – обладнання контролю забруднення води нафтопродуктами; 19 – диференціальний манометр; 20 – електричний підігрівник води; 21 – зворотний клапан; 22 – Stand-by

При досягненні максимального рівня нафтопродуктів у ємності відкривається мастильний випускний клапан, керований вимірювальним обладнанням рівня нафтопродуктів. Висока концентрація нафтопродуктів (до 100%) а також емульсій типу «мастило-паливо у воді» може постійно й без проблем переробляється установкою. Для спостереження й контролю залишкового змісту нафтопродукту система оснащена системою моніторингу нафтопродуктів. Дана система має функцію тривоги й контролю «Back-to-Bilge» (назад у л'яло) якщо залишковий зміст нафтопродуктів перевищує 5 млн⁻¹ після процесу сепарування. Суміш нафтопродуктів і води йде через запатентовані профілі багатозфазного сепарування PPT-BWS (багатозфазний сепаратор), де відбувається поділ нафтопродуктів і твердих тел. Краплі чистих нафтопродуктів поєднуються, утворюючи більші краплі в процес оптимізованого об'єднання. Такі краплі йдуть у збірник масла змонтовані у верхній частині. Одночасно частки відходів відділяються від води в результаті певного напрямку потоку

в спеціальні камери, що перебувають у нижній дріботить PPT-BWS, де збирається осад. Це забезпечує ефективне сепарування в плинні тривалого часу.

У механічному деемульгаторі й піногасники типу MESB, який являє собою далекої розробку успішного деемульгатору NFV типу MEB, відбувається остаточне сепарування крапель, що залишилися, нафтопродукту. Крім відмінного розшарування звичайних механічних нафтових емульсій, обладнання також розщеплює піну, викликану можливістю синтетичних масел поглинати воду.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Експлуатація суден морського та внутрішнього водного транспорту повинна здійснюватися з суворим виконанням вимог міжнародної конвенції МАРПОЛ. Одним зі шляхів забезпечення цих вимог (відносно остаточної концентрації нафти в суднових нафтовмісних / льяльних водах) є використання сепараційних установок, які забезпечують очищення вод, що містять нафту до рівню 5 млн^{-1} , тобто до значень, що перебільшують значення діючих Міжнародних конвенцій та здатні здійснювати операції з очищення ВМН в разі можливого посилення вимог до остаточної концентрації нафтопродуктів в водах, що містять нафту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S. Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe / S. Sagin, O. Kuropyatnyk, A. Sagin, I. Tkachenko, O. Fomin, V. Píštěk, P. Kučera // Journal Marine Science and Engineering. – 2022. 10, 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331/>
2. Ткаченко И.В. Использование гидродинамической суперкавитации для разделения и очистки нефтесодержащих вод морских судов / И.В. Ткаченко // American Scientific Journal. – 2017. – № 15. – Т. 2. – С. 59-62.
3. Ткаченко І. В. Розробка технології розділення і очищення вод, що містять нафту / І. В. Ткаченко // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 24-30. DOI : 10.31653/smf340.2020.24-30.
4. М'який М.М. Вдосконалення процесу очищення вод, що містять нафту / М.М. М'який, І.І. Ткаченко // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 26-29. DOI : 10.31653/smf341.2020.26-29
5. Ткаченко І. В. Використання в суднових енергетичних установках технології гідродинамічної суперкавітації для розділення і очищення вод, що містять нафту / І. В. Ткаченко // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. Наук. праць, 2020. – № 2(62). – С. 130-141. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-130-141.

Національний університет «Одеська морська академія»

**Аналіз екологічної стійкості та енергетичної ефективності
використання скрубберного очищення випускних газів дизелів суден
морського транспорту**

Постановка проблеми в загальному вигляді. Екологічна безпека судна є комплексними показниками та включає: безпечне управління баластними операціями, підтримання безпечного технічного стану корпусу судна, забезпечення вимог міжнародних конвенцій щодо захисту довкілля від забруднень. Особливо актуальним є управління екологічною безпекою під час знаходження суден морського транспорту в 12-ти мильній прибережній зоні, у спеціальних екологічних районах та акваторіях внутрішніх морів. Суднові енергетичні установки (СЕУ) включають до свого складу двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) / дизелі, парові та термомасильні котли, парові та газові турбіни. При цьому саме дизелі в даний час набули домінуючого поширення на всіх без винятку судах морського та внутрішнього водного транспорту, незалежно від їх водотоннажності, типу та призначення. Провідні дизелебудівні концерни та фірми випускають суднові дизелі в широкому діапазоні розмірів (з діаметром циліндра від 0,1 м до 0,98 м), кількістю циліндрів (від 4-х до 18-ти) та потужності (від 100 кВт до майже 100000 кВт) [1-3].

Забезпечуючи судно необхідною енергією (яка використовується як для руху, так і для всіх судових машин, механізмів, обладнання та приладів) дизелі викидають в атмосферу велику кількість випускних газів. Більшу частину випускних газів становлять нетоксичні компоненти (діоксид вуглецю CO_2 , водяна пара H_2O , а також атомарний кисень O_2 та азот N_2). Однак разом з ним в атмосферу потрапляють шкідливі для довкілля та людини токсичні домішки. До них відносяться оксиди азоту NO_x , оксиди сірки SO_x , монооксид вуглецю CO , а також незгорілі вуглеводні C_nH_m .

Мінімізація викидів NO_x , SO_x , CO , які потрапляють в атмосферу з випускними газами судових дизелів, є актуальним завданням, на її розв'язання спрямовані численні дослідження та розробки [4-6].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розв'язання проблеми управління екологічною безпекою суден морського та внутрішнього водного транспорту розглядалося різними дослідниками.

Для зниження рівня емісії оксидів азоту пропонувалося використовувати рециркуляцію випускних газів [7, 8], додаткове очищення у спеціальних каталітичних реакторах [9, 10], а також застосовувати технології зволоження наддувного повітря та подачі води в циліндр дизеля [11, 12]. Однак при цьому знижується ефективна потужність дизеля та збільшується питома витрата палива [13, 14].

У дослідженнях [15, 16] було доведено, що зниження концентрації монооксиду вуглецю в випускних газах можливе за рахунок їх додаткової фільтрації та охолодження. При цьому було встановлено, що подібні технологічні рішення збільшують аеродинамічний опір випускної магістралі. Це становиться причиною зниження ефективних показників робочого циклу дизеля [17]. Одним із варіантів зниження викидів монооксиду вуглецю є коригування навігаційного переходу з урахуванням попутної течії та попутних повітряних потоків [18]. Цей спосіб знижує загальну витрату палива на мильо плавання, проте його використання можливе лише в обмежених морських та океанських акваторіях, в яких напрямок морських та океанських течій співпадає з напрямком навігаційного переходу судна між портами [19].

Зниження емісії оксидів сірки забезпечується шляхом десульфуризації палива [20]. У суднових умовах це досягається шляхом ультразвукової чи гідродинамічної обробки палива. Однак при цьому суттєво покращується лише технічний стан циліндрової групи та газовипускної магістралі дизеля. Рівень концентрації оксидів сірки у випускних газах за такої обробки палива зменшується незначно. Основним методом зниження емісії оксидів сірки із випускними газами є використання палива із вмістом сірки до 0,1 % за масою. Відповідно до міжнародного стандарту ISO8217 “Fuel Standard for marine distillate fuels” ці сорти суднових палив відносяться до класу Marine Gas Oil та характеризуються найбільшою вартістю порівняно з паливами інших класів. Використання таких палив знижує економічну ефективність суден морського транспорту. Це є однією з причин використання скрубберного очищення випускних газів, при якому можливе використання палива із вмістом сірки до 3,5 %.

Постановка завдання. Додаткове очищення випускних газів ДВЗ в скруберах суттєво поширює можливість використання морських сортів палива з підвищеним вмістом сірки, сприяє тим самим зменшенню експлуатаційних витрат на придбання палива. Одночасно з цим системи скрубберного очищення вимагають додаткових витрат енергії на обслуговування обладнання, що входить до їх складу, а також є підставою збільшення опору в газовипускній магістралі дизелів та пов’язаного з цим зменшення ефективної потужності дизелів. В зв’язку з цим завданням дослідження було проведення аналізу екологічної, економічної та енергетичної ефективності процесу скрубберного очищення випускних газів ДВЗ суден морського транспорту.

Виклад основного матеріалу дослідження. Основні екологічні показники суднових дизелів визначаються емісією оксидів азоту NO_x та оксидів сірки SO_x , які потрапляють у довкілля з випускними газами. Значення емісії NO_x та SO_x регламентуються вимогами Annex VI MARPOL [5, 8-10]. Максимально допустима концентрація NO_x у випускних газах визначається за спеціальними виразами залежно від року будівництва судна та характеристик дизеля. Викиди SO_x регламентуються масовим вмістом сірки у судновому паливі. З 01.01.2020 р. відповідно до Annex VI MARPOL вміст сірки у паливі не повинен перевищувати 0,1 % за умови експлуатації судна в зонах спеціального екологічного контролю (Sulphur Emission Control Areas – SECAs) та не

більше 0,5 % під час експлуатації судна поза районами SECAs. Спеціальні зони SECAs визначені Міжнародною морською організацією (ІМО) та показані на рис. 1. Для країн Європи до них належать акваторії Північного та Балтійського морів, а також порти Середземномор'я.

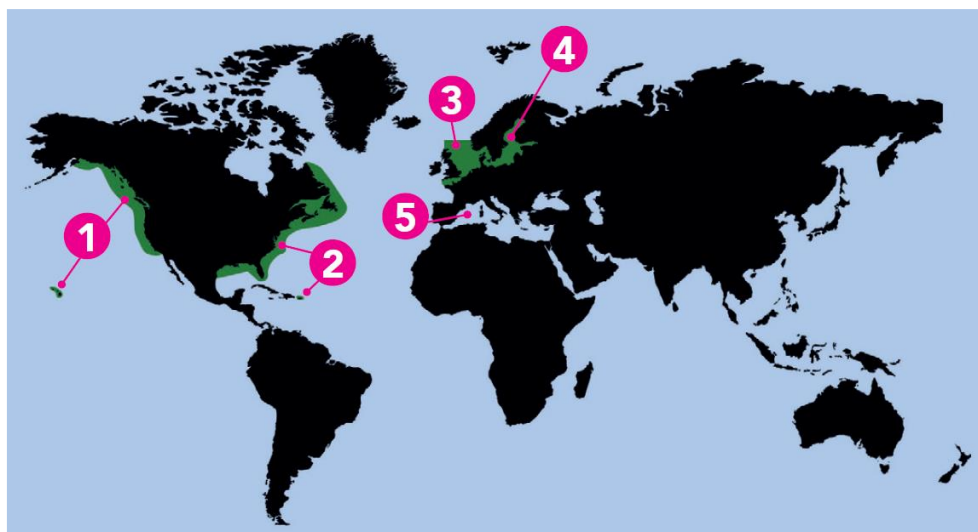


Рис. 1. Райони SECAs відповідно до вимог ІМО:

- 1 – SECA Північної Америки, включаючи більшу частину США, узбережжя Канади та Гавайї; 2 – SECA Карибського басейну США, включаючи Пуерто-Ріко та Віргінські острови США; 3 – SECA Північного моря, включаючи Ла-Манш; 4 – Балтійське море SECA; 5 – усі порти ЄС

Використання палива з вмістом сери понад 0,5 % від маси можливо тільки за умови додаткового очищення випускних газів у спеціальних технічних пристроях (в якості яких зазвичай встановлюються скрубери) [36, 37]. У разі управління екологічною безпекою морських суден за допомогою додаткового очищення випускних газів контролюється співвідношення $\text{SO}_2(\text{ppm})/\text{CO}_2(\%)$ після скрубера. Ця величина не повинна перевищувати значення 4,1 SO_2/CO_2 під час знаходженні судна в SECAs та значення 21,7 SO_2/CO_2 під час перебування судна за межами SECAs. Вимоги Annex VI MARPOL щодо контролю викидів оксидів сірки наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 Вимоги Додатка VI MARPOL щодо емісії оксидів сірки

Де і коли застосується	Вміст сірки в паливі, %	Співвідношення викидів $\text{SO}_2(\text{ppm})/\text{CO}_2(\%)$
За межами SECA або порту ЄС, починаючи з 1 січня 2020 року	0,5	21,7
В SECA або порту ЄС, починаючи з 1 січня 2020 року	0,1	4,3

Дослідження виконувались на судне класу Bulker Carrier дедвейтом 63246 тонн. В енергетичну установку судна входили дизелі 5S60ME-C8.2 MAN-Diesel & Turbo та 6EY18ALW Yanmar. Основні характеристики дизелів наведені в таблиці 2.

Таблиця 2. Основні характеристики дизелів судна класу Bulker Carrier дедвейтом 63246 тонн

Параметр	5S60ME-C8.2 MAN-Diesel & Turbo	6EY18ALW Yanmar
Функціональне призначення	головний	допоміжний
Діаметр циліндра, м	0,6	0,18
Хід поршня, м	2,4	0,28
Кількість циліндрів	5	6
Номінальна потужність, кВт	8050	800
Частота обертання вала, хв ⁻¹	89	900
Питома витрата палива в діапазоні навантажень 45...100 %, кг/(кВт·год)	0,187...0.175	0,198...0,183
Кількість в складі СЕУ	1	3

Для додаткового очищення випускних газів від оксидів сірки на судні було встановлено скрубєру систему очищення (рис. 2). Це дозволяло використовувати для судових дизелів (як головного, також і допоміжних) паливо із вмістом сірки до 3,5 % за масою.

Очищення випускних газів виконувалося за відкритим типом. Гази від головного двигуна та трьох допоміжних двигунів (на рис. 2 не показані) надходили до скрубєру 3. Для очищення газів використовувалася морська вода, яка подавалася в скрубєр 3 насосом морської води 1 через фільтр 2. Продуктивність насоса 1 (залежно від вмісту сірки у паливі, потужності головного двигуна, а також кількості працюючих допоміжних двигунів) змінювалася у діапазоні 200...550 кг/год. Температура газів у скрубєрі 3 підтримувалася в діапазоні 200...300°C. У разі перевищення цього значення, гази охолоджувалися за допомогою охолоджувача 8. Вода після скрубєра 3 надходила до блоку дегазації 6 та до блоку фільтрації 7, в яких виконувалося відділення від води газів і твердих домішок. Далі вода зливалася за борт. Для утримання необхідного рівня кислотності (рівень якої підтримувався в діапазоні рН=6,8...7,0) у воду, яка зливалася за борт, в змішувачі 4 додавалася забортна вода. Подача забортної води до змішувача 4 здійснювалася буферним насосом 5. Продуктивність буферного насоса змінювалася в діапазоні 200...300 кг/год. Робота всіх елементів системи контролювалася автоматично. Також автоматично підтримувалося необхідне відношення SO₂/CO₂. Це забезпечувалося шляхом зміни продуктивності насосу забортної води 1.

Система забезпечує необхідний рівень очищення випускних газів у наступному діапазоні роботи судової енергетичної установки:

- мінімальний експлуатаційний режим – робота одного допоміжного двигуна 6EY18ALW Yanmar на будь-якому навантаженні;
- максимальний експлуатаційний режим – робота головного двигуна 5S60ME-C8.2 MAN-Diesel & Turbo на навантаженні 85 % та двох допоміжних двигунів 6EY18ALW Yanmar на навантаженні 85%.

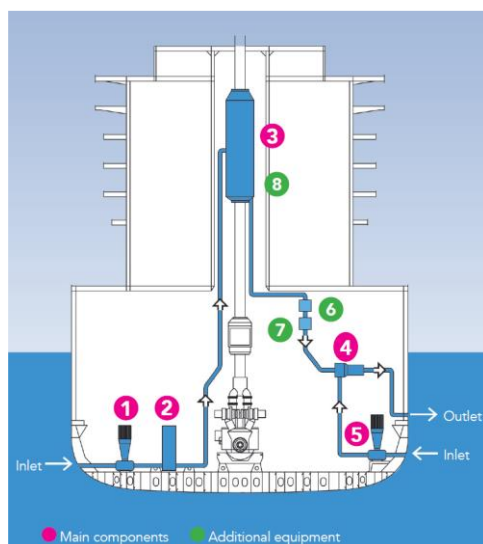


Рис. 2. Комплектація суднової системи очищення випускних газів:

- 1 – насос заборотної (морської) води; 2 – фільтр заборотної (морської) води; 3 – скруббер;
4 – змішувач; 5 – буферний насос; 6 – блок дегазації; 7 – блок фільтрації;
8 – охолоджувач випускних газів

Також система може експлуатуватися за умови 105 % навантаження головного двигуна 5S60ME-C8.2 MAN-Diesel & Turbo та загального навантаження допоміжних двигунів 6EY18ALW Yanmar 150 %.

Система передбачає автоматичну реєстрацію місця знаходження судна, навантаження на головний двигун та допоміжні двигуни, параметри морської води в контурі очищення, а також поточне значення SO_2/CO_2 . Реєстрація цих даних проводиться з інтервалом 3 хвилини. Фрагмент таблиці з реєстрацією параметрів роботи системи наведено на рис. 3.

Data & Time UTC	Latitude			Longitude			Load, %				Parameters of sea water in the treatment system			Ratio SOx/CO_2 [ppm/%]
	de- gree s	min utes	sec- onds	de- gree s	min utes	sec- onds	ME	AE №1	AE №2	AE №3	Flow [m ³ /h]	Temperature at Overboard Discharge [°C]	Ph at Overboard Discharge	
12/07 /2023 09:02	58	28	78	1	29	87	78	68	0	0	171	25	6.9	2.43
12/07 /2023 09:05	58	28	78	1	28	87	78	54	0	55	302	25	6.9	2.48
12/07 /2023 09:08	58	28	78	1	27	87	77	55	0	55	306	25	6.9	2.45
12/07 /2023 09:11	58	27	78	1	26	87	77	55	0	55	307	25	7.0	2.45

Рис. 3. Фрагмент реєстрація параметрів системи очищення випускних газів судна класу Bulker Carrier дедвейтом 63246 тонн (ME – головний двигун; AE – допоміжні двигуни)

На всіх експлуатаційних режимах, а також у всіх районах плавання (всередині та поза SECAs) робота головного двигуна 5S60ME-C8.2 MAN-Diesel & Turbo та допоміжних двигунів 6EY18ALW Yanmar відбувалася з використанням палива RMG380 [21-23]. Основні характеристики палива RMG380 наведені у таблиці 3.

Таблиця 3 Основні характеристики палива RMG380

В'язкість за 50°C, сСт	329
Густина за 15°C, кг/м ³	986
Вміст сірки, %	2,7
Температура спалаху, °C	81
Теплотворна здатність, кДж/кг	39070

Під час дослідження судно здійснювало навігаційний перехід між портами Aughinish (Ірландія) та Tallinn (Естонія). З проміжним заходом до портів Scagen (Данія), Kalundborg (Данія), Gdynia (Польща). Під час переходу з порту Aughinish до порту Scagen судно заходило до Baltic SECA. План навігаційного переходу наведено на рис. 5.

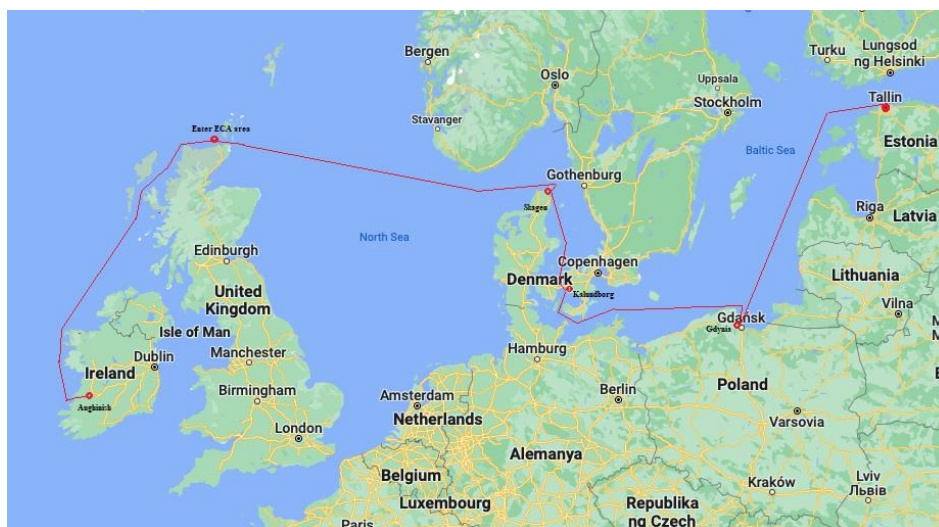


Рис. 5. План навігаційного переходу

Програма автоматичного моніторингу роботи системи очищення випускних газів (фрагмент якої показано на рис. 3) дозволяла контролювати її основні параметри. Проте, для аналізу ефективності системи очищення випускних газів розглядалося лише зміна відношення емісії оксидів сірки до оксидів вуглецю за часом –

$$\frac{SO_2}{CO_2} = f(t).$$

Результати цих досліджень наведені в таблиці 4. Значення відношення $\frac{SO_2}{CO_2}$ фіксувалися системою моніторингу через кожні 3 хвилини. Для скорочення обсягу інформації дані значення в таблиці 4 наведені через 5 годин (під час знаходження судна поза SECA) і через 10 годин (під час знаходження в SECA).

Таблиця 4. Моніторинг відношення SO_2/CO_2 під час навігаційного переходу

Знаходження поза SECA		Знаходження в SECA			
Час, години	SO_2/CO_2	Час, години	SO_2/CO_2	Час, години	SO_2/CO_2
5	18,72	50	3,75	120	3,80
10	19,21	60	4,02	130	4,05
15	17,72	70	3,72	140	3,72
20	18,68	80	3,18	150	3,63
25	20,02	90	3,82	160	3,53
30	20,83	100	4,17	170	3,61
35	19,22	110	4,15	180	3,68
40	18,32				
45	18,82				

Для кращої візуалізації отримані значення представлені у вигляді рис. 6.

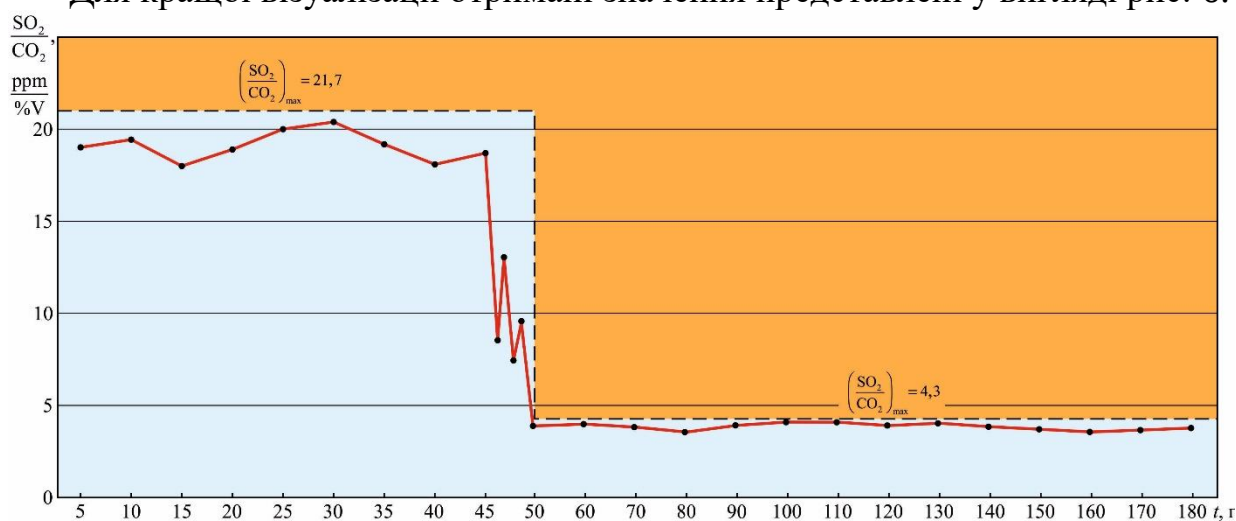


Рис. 6. Зміна відношення $\frac{\text{SO}_2}{\text{CO}_2}$ під час скрубберного очищення випускних газів дизелів судна класу Bulker Carrier дедвейтом 63246 тонн під час знаходження судна поза SECA (ліворуч) та в SECA (праворуч)

Ефективність методу системи скрубберного очищення можна оцінити за виразом, що характеризує екологічну стійкість судна:

$$E_{\text{CO}^+} = \frac{\left(\frac{\text{SO}_2}{\text{CO}_2}\right)_{\text{max}} - \left(\frac{\text{SO}_2}{\text{CO}_2}\right)_t}{\left(\frac{\text{SO}_2}{\text{CO}_2}\right)_{\text{max}}} \cdot 100\%,$$

де $\left(\frac{\text{SO}_2}{\text{CO}_2}\right)_{\text{max}}$ – максимальне для умов роботи судна (в SECA або поза SECA)

значення відношення $\frac{\text{SO}_2}{\text{CO}_2}$;

$\left(\frac{\text{SO}_2}{\text{CO}_2}\right)_t$ – відношення $\frac{\text{SO}_2}{\text{CO}_2}$ в момент часу t .

Чим більш величина Eco^+ , тим далі від максимально допустимого значення залежність – $\frac{\text{SO}_2}{\text{CO}_2} = f(t)$ рис. 6, тим вище екологічна стійкість судна та екологічна безпека навігаційного переходу.

Значення екологічної стійкості під час розглянутого навігаційного переходу за умови використання системи скрубберного очищення випускних газів наведені у таблиці 5.

Таблиця 5. Екологічна стійкість судна під час навігаційного переходу Aughinish – Tallinn

Знаходження поза SECA		Знаходження в SECA			
Час, години	Eco^+ , %	Час, години	Eco^+ , %	Час, години	Eco^+ , %
5	15,92	50	12,79	120	11,63
10	12,96	60	6,51	130	5,81
15	22,46	70	13,49	140	13,49
20	16,17	80	26,05	150	15,58
25	8,39	90	11,17	160	17,91
30	4,18	100	3,02	170	16,05
35	12,90	110	3,49	180	14,42
40	18,46				
45	15,30				

Для кращої візуалізації за результатами таблиці 5 побудовані діаграми – рис. 7.

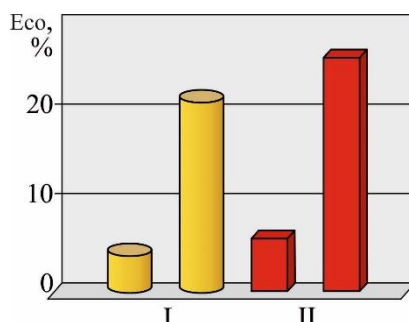


Рис. 7. Зміна екологічної стійкості судна класу Bulker Carrier дедвейтом 63246 тонн; I – робота у SECA; II – робота поза SECA

Використання методів управління екологічною безпекою завжди пов'язане з підвищенням витрат енергії та палива на їхнє забезпечення. У разі системи скрубберного очищення додаткові витрати енергії пов'язані з використанням насосів морської води та буферних насосів (позиції 1 та 5 на рис. 2). Крім того, використання скрубберного очищення на 1,0...1 5 % знижує потужність головного та допоміжних двигунів, що пов'язане з підвищенням аеродинамічного опору в газовипускній магістралі дизелів.

Для розглянутої скрубберної системи очищення випускних газів потужність, необхідна для забезпечення роботи двох насосів морської води

$$N_p^{sw} = 2 \cdot 40 = 80 \text{ кВт};$$

де 40 кВт – потужність одного насоса морської води;
потужність, необхідна для забезпечення роботи двох буферних насосів

$$N_p^{bw} = 2 \cdot 35 = 70 \text{ кВт};$$

де 35 кВт – потужність одного буферного насоса.

Втрата 1,0...1,5 % потужності головного двигуна 5S60ME-C8.2 MAN-Diesel & Turbo за умови його роботи на навантаженні 85 % від номінальної потужності

$$\Delta N_e^{ME} = 0,85 \cdot 8050 \cdot 0,01 = 68,4 \text{ кВт},$$

$$\Delta N_e^{ME} = 0,85 \cdot 8050 \cdot 0,015 = 102,6 \text{ кВт};$$

де 8050 кВт – номінальна потужність дизеля 5S60ME-C8.2 MAN-Diesel & Turbo.

Втрата 1,0...1,5 % потужності двох допоміжних двигунів 6EY18ALW Yanmar за умови їхньої роботи на навантаженні 85 % від номінального

$$\Delta N_e^{AE} = 0,85 \cdot 2 \cdot 800 \cdot 0,01 = 13,6 \text{ кВт},$$

$$\Delta N_e^{AE} = 0,85 \cdot 2 \cdot 800 \cdot 0,015 = 20,4 \text{ кВт}.$$

де 800 кВт – номінальна потужність дизеля 6EY18ALW Yanmar.

Загальні втрати потужності у разі використання скрубберної системи очищення випускних газів

$$\Delta N^{sc} = N_p^{sw} + N_p^{bw} + \Delta N_e^{ME} + \Delta N_e^{AE}.$$

Залежно від втрат потужності головним двигуном 5S60ME-C8.2 MAN-Diesel & Turbo та допоміжними двигунами 6EY18ALW Yanmar діапазон загальних втрат потужності складає

$$\Delta N^{sc} = 232 \dots 273 \text{ кВт}.$$

Відносні втрати потужності при використанні скрубберного очищення випускних газів (порівняно з потужністю головного двигуна) можуть бути визначені за виразом

$$\delta_{sc}^N = \frac{\Delta N^{sc}}{N_e^{ME}} \cdot 100\%.$$

З урахуванням значень ΔN^{sc} та N_e^{ME} отримаємо

$$\delta_{sc}^N = 2,92 \dots 3,42 \text{ \%}.$$

Компенсація втрат потужність головним та допоміжними двигунами, а також забезпечення роботи додаткових насосів системи скрубберного очищення (двох морської води та двох бустерних) призводить до додаткових витрат палива.

Для головного двигуна 5S60ME-C8.2 MAN-Diesel & Turbo ці втрати визначаються як

$$\Delta b_e^{ME} = b_e^{ME} \cdot \Delta N_e^{ME};$$

де $\Delta b_e^{ME} = 0,175$ кг/(кВт·рік) – питома ефективна витрата палива головним двигуном на навантаженні 85 % номінальної потужності.

Для допоміжного двигуна 6EY18ALW Yanmar

$$\Delta b_e^{AE} = b_e^{AE} \cdot (\Delta N_e^{AE} + N_p^{sw} + N_p^{bw});$$

де $\Delta b_e^{AE} = 0,186$ кг/(кВт·рік) – питома ефективна витрата палива допоміжними двигунами на навантаженні 85 % номінальної потужності.

Враховуючи, що головний та допоміжні двигуни працюють на одному сорті палива, загальна витрата палива визначиться як

$$\Delta b_e^{\Sigma} = \Delta b_e^{ME} + \Delta b_e^{AE}$$

та складе

$$\Delta b_e^{\Sigma} = 0,175 \cdot (68,4 \dots 102,6) + 0,186 \cdot ((13,6 \dots 20,4) + 80 + 70) = 42,4 \dots 49,6 \text{ кг/год.}$$

Загальна витрата палива на роботу головного та допоміжного двигунів при їх експлуатації на навантаженні 85 % від номінальної потужності складає

$$B_{\Sigma} = 0,175 \cdot 0,85 \cdot 8050 + 2 \cdot 0,85 \cdot 800 \cdot 0,186 = 1450 \text{ кг/год.}$$

Відносне збільшення витрати палива при використанні скрубберного очищення визначається як

$$\delta_{SC}^B = \frac{\Delta b_e^{\Sigma}}{B_{\Sigma}} \cdot 100\%$$

та складає

$$\delta_{SC}^B = 2,92 \dots 3,42 \text{ \%}.$$

Збіг у значеннях δ_{SC}^N та δ_{SC}^B підтверджує правильність розрахунків та припущень. Діаграма, що відображає відносні втрати потужності та збільшення витрати палива під час використання скрубберного методу управління екологічною безпекою, наведено на рис. 8.

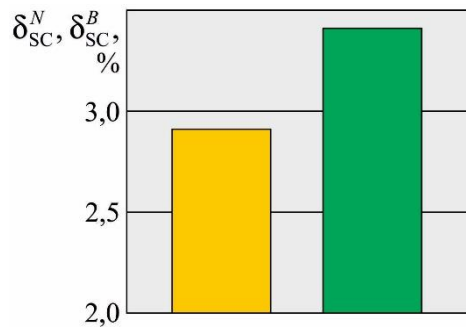


Рис. 8. Діапазон відносного збільшення втрат потужності та питомої витрати палива під час використання скрубєрного управління екологічною безпекою судна класу Bulker Carrier дедвейтом 63246 тонн

Під час проведення досліджень контролювалися та підтримувалися у необхідному діапазоні всі основні параметри роботи головного та допоміжних двигунів [24, 25], а також параметри в системах, які забезпечують їхнє функціонування [26-28].

Висновки і перспективи подальших досліджень. Управління екологічною безпекою навігаційних переходів є одним із складових, які визначають роботу морського транспорту. Особливо актуальною є підтримка екологічної безпеки для районів Північної Європи, в яких створені спеціальні екологічні райони контролю викидів оксиди сірки. Виконання міжнародних вимог щодо рівня емісії SO_x можливе шляхом додаткового очищення випускних газів. Ефективність використання методів управління екологічною безпекою може бути оцінена за екологічною стійкістю судна. Чим вище значення екологічної стійкості – тим на більшій відстані від максимально можливих значень емісії SO_x перебувають поточні значення емісії SO_x .

До недоліків методів керування екологічною безпекою відносяться втрати потужності дизеля, які пов'язані з додатковим аеродинамічним опором у газо-випускній магістралі. Також вимагають додаткових витрат енергії додаткове обладнання, яке забезпечує функціонування систем очищення газів (насосів морської води та буферних насосів).

Економічна ефективність скрубєрного очищення випускних газів визначається можливістю використання в судових дизелях палива, вміст сірки в якому досягає 3,5 %. Дані сорти палива (порівняно з паливом із вмістом сірки до 0,5 %) мають меншу вартість. Тому використання скрубєрного очищення випускних газів найбільше раціонально для морських суден з потужними енергетичними установками і, відповідно, підвищеною витратою палива.

На жаль, методи управління екологічною безпекою характеризуються додатковими ризиками та загрозами. Для системи скрубєрного очищення випускних газів – це робота з відкритого контуру, при якому вода зі скрубєра зливаються за борт без додаткового очищення. Це зобов'язує виконувати постійний моніторинг та забезпечувати постійний контроль її кислотного числа.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Madey, V. (2022). Assessment of the efficiency of biofuel use in the operation of marine diesel engines. *Technology Audit and Production Reserves*, 2(1(64)), 34-41. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.255959>.
2. Gorb, S., Levinskyi, M., Budurov, M. (2021). Sensitivity Optimisation of a Main Marine Diesel Engine Electronic Speed Governor. *Scientific Horizons*, 24(11), 9-19. [https://doi.org/10.48077/scihor.24\(11\).2021.9-19](https://doi.org/10.48077/scihor.24(11).2021.9-19).
3. Sagin, S., Madey, V., Stoliaryk, T. (2021) Analysis of mechanical energy losses in marine diesels. *Technology Audit and Production Reserves*, 5(2(61)), 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.
4. Stoliaryk, T. (2022). Analysis of the operation of marine diesel engines when using engine oils with different structural characteristics. *Technology Audit and Production Reserves*, 5(1(67)), 22–32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868>
5. Sagin, S.V., Kuropyatnyk, O.A. (2021). Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal*, 7-8, 36-43. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-36-43>.
6. Melnyk, O., Onyshchenko, S., Onishchenko, O. (2023). Development measures to enhance the ecological safety of ships and reduce operational pollution to the environment. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*, 118, 195-206. DOI: <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2023.118.13>.
7. Puškár, M., Tarbajovský, P., Lavčák, M., Šoltésová, M. (2022). Marine Ancillary Diesel Engine Emissions Reduction Using Advanced Fuels. *Journal Marine Science and Engineering*, 10, 1895. <https://doi.org/10.3390/jmse10121895>.
8. Sagin, S.V., Kuropyatnyk, O.A. (2018) The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines. *Naše more : International Journal of Maritime Science & Technology*, 65(2), 78-86. DOI 10.17818/NM/2018/2.3.
9. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskyi Yu.V. Gaichenia O.V. (2022). Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters. *Naše more : International Journal of Maritime Science & Technology*, 69(1), 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7.
10. Sagin S., Kuropyatnyk O., Sagin A., Tkachenko I., Fomin O., Píštěk V., Kučera P. (2022). Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe. *Journal of Maritime Science and Engineering*, 10(9), 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>.
11. Rymar, T., Tatarchenko, H., Fomin, O., Píštěk, V., Kučera, P., Beran, M., Burlutskyy, O. (2022). The Study of Manufacturing Thermal Insulation Materials Based on Inorganic Polymers under Microwave Exposure. *Polymers*, 14, 3202. <https://doi.org/10.3390/polym14153202>.
12. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels. *Journal Marine Science and Engineering*, 10(10), 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

13. Kuropyatnyk, O.A. (2020). Reducing the emission of nitrogen oxides from marine diesel engines. *International Conference "Scientific research of the SCO countries: synergy and integration*, 154-160. DOI. 10.34660/INF.2020.24.53689.
14. Sagin, S.V. (2019). Decrease in mechanical losses in high-pressure fuel equipment of marine diesel engines. *Materials of the International Conference «Scientific research of the SCO countries: synergy and integration». Part 1*, 139-145. DOI. 10.34660/INF.2019.15.36258.
15. Sagin S., Karianskyi S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Tkachenko I. (2023). Impact of Biofuel on the Environmental and Economic Performance of Marine Diesel Engines. *Journal of Maritime Science and Engineering*, 11(1), 120. <https://doi.org/10.3390/jmse11010120>.
16. Vorokhobin, I., Burmaka, I., Fusar, I., Burmaka, O. (2022). Simulation Modeling for Evaluation of Efficiency of Observed Ship Coordinates. *TransNav : The International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*, 16(1), 137-141. DOI: 10.12716/1001.16.01.15.
17. Sagin, S.V. (2020) Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils. *Materials of the International Conference «Process Management and Scientific Developments», Part 4*, 195-202. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991.
18. Ershov, M.A., Savelenko, V.D., Makhmudova, A.E., Rekhletskaia, E.S., Makhova, U.A., Kapustin, V.M., Mukhina, D.Y., Abdellatief, T.M.M. (2022). Technological Potential Analysis and Vacant Technology Forecasting in Properties and Composition of Low-Sulfur Marine Fuel Oil (VLSFO and ULSFO) Bunkered in Key World Ports. *Journal Marine Science and Engineering*, 10, 1828. <https://doi.org/10.3390/jmse10121828>.
19. Ershov, M.A., Grigorieva, E.V., Abdellatief, T.M.M., Chernysheva, E.A., Makhin, D.Y., Kapustin, V.M. (2021). A New Approach for Producing Mid-Ethanol Fuels E30 Based on Low-Octane Hydrocarbon Surrogate Blends. *Fuel Processing Technology*, 213, 106688. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2020.106688>.
20. Huang, J., Fan, H., Xu, X., Liu, Z. (2022). Life Cycle Greenhouse Gas Emission Assessment for Using Alternative Marine Fuels: A Very Large Crude Carrier (VLCC) Case Study. *Journal Marine Science and Engineering*, 10, 1969. <https://doi.org/10.3390/jmse10121969>.
21. Sagin, S.V., Sagin, S.S., Madey, V. (2023). Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport. *Technology Audit and Production Reserves*, 4 (3 (72)), 33–42. doi: <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.286039>
22. Salova, T., Lekomtsev, P., Likhanov, V., Lopatin, O., Belov, E. (2023). Development of calculation methods and optimization of working processes of heat engines. *AIP Conference Proceedings*, 2700, 050015 <https://doi.org/10.1063/5.0137793>.
23. Ruiz Zardoya, A., Oregui Bengoetxea, I., Lopez Martinez, A., Loroño Lucena, I., Orosa, J.A. (2023). Methodological Design Optimization of a Marine LNG

Internal Combustion Gas Engine to Burn Alternative Fuels. *Journal Marine Science and Engineering*, 11, 1194. <https://doi.org/10.3390/jmse11061194>.

24. Sultanbekov, R., Denisov, K., Zhurkevich, A., Islamov, S. (2022). Reduction of Sulphur in Marine Residual Fuels by Deasphalting to Produce VLSFO. *Journal Marine Science and Engineering*, 10, 1765. <https://doi.org/10.3390/jmse10111765>.

25. Chountalas, T.D., Founti, M., Hountalas, D.T. (2023). Review of Biofuel Effect on Emissions of Various Types of Marine Propulsion and Auxiliary Engines. *Energies*, 16, 4647. <https://doi.org/10.3390/en16124647>.

26. Varbanets, R., Fomin, O., Píštěk, V., Klymenko, V., Minchev, D., Khrulev, A., Zalozh, V., Kučera, P. (2021). Acoustic Method for Estimation of Marine Low-Speed Engine Turbocharger Parameters. *Journal Marine Science and Engineering*, 9, 321. <https://doi.org/10.3390/jmse9030321> <https://www.mdpi.com/2077-1312/9/3/321>.

27. Gorb, S., Budurov, M. (2021). Increasing the accuracy of a marine diesel engine operation limit by thermal factor. *International Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 6, 18-26. DOI: <https://doi.org/10.15866/ireme.v15i3.20865>.

28. Melnyk, O., Onyshchenko, S., Onishchenko, O., Lohinov, O., Ocheretna, V. (2023). Integral Approach to Vulnerability Assessment of Ship's Critical Equipment and Systems. *Transactions on Maritime Science*, 12(1). doi: 10.7225/toms.v12.n01.002.

УДК 629.5

Дерменжі О.С., Сагін С.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Вдосконалення процесів мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту

Постановка проблеми в загальному вигляді. Основними генераторами енергії на суднах морського та внутрішнього водного транспорту є двигуни внутрішнього згоряння (дизелі). Однієї з систем, що забезпечують їх функціонування, є система мащення. Двотактні судові дизелі використовують дві системи мащення – лубрикаторну (за допомогою якої мастило подається на стінки циліндрової втулки) та циркуляційну (мастило в якій спрямовується до підшипників колінчатого валу). Чотиритактні (середньообертові) дизелі комплектуються лише циркуляційною системою мащення, в якій мастило потрапляє до всіх контактних вузлів дизеля, основними з яких є пари тертя поршневе кільце – втулка циліндра та вкладиш підшипника – колінчатий вал [1].

Високі температури, вібрація, мінімізація проміжків у парах тертя та інші фактори призводять до того, що переважним режимом мащення судових середньообертових дизелів стає режим граничного тертя. Саме в цьому режимі

відбувається основний знос поверхонь, що труться, причому знос деталей залежить від поверхневої активності моторного мастила (його здатності створювати граничний мастильний шар). У цьому проявляється змащувальна здатність (маслянистість) моторного мастила [2]. Активація та підвищення змащувальної здатності моторного мастила сприяє зменшенню зносу в парах тертя та призводить до мінімізації втрат механічної енергії дизеля під час її трансформації в корисну роботу [3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Зменшення контактних напружень в парах тертя підвищує експлуатаційну надійність дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту, тому визначенню способів підвищення змащувальної здатності моторного мастила присвячена велика кількість наукових досліджень. При цьому науковцями пропонувались різні, іноді взаємовиключні, технології за допомогою яких можливо розв'язання вказаного завдання. Деякі рішення, наприклад використання ефектів радіоактивного опромінювання, небезпечно для екіпажів суден морського та внутрішнього водного транспорту. Деякі інші, такі як використання магнітних, електричних та акустичних полів, втрачають ефективність в умовах судових енергетичних установках, в яких магнітні, електричні та акустичні хвилі генеруються мимовільно, тому утворюють випадкові перешкоди.

Для умов експлуатації систем мащення судових середньообертових найбільш доцільно використання ультразвукової обробки, додавання до мастила поверхнево-активних речовин, модифікація поверхонь тертя структурованими покриттями. Вказані способи сприяють змінненню структурних складових моторних мастил – підвищують довжину молекулярного ланцюга, забезпечують односпрямовану орієнтацію молекул в граничному мастильному шарі, та значно підвищують його адсорбційну товщину [4-6].

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення впливу структурних характеристик адсорбційного шару моторного мастила (крайових кутів змочування та товщини) на експлуатаційні показники судового дизеля, в системі циркуляційного мащення якого воно використовується.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для визначення впливу крайових кутів змочування на якість перебігу процесу мащення виконувались комплексні дослідження, які полягали в визначенні структурних характеристик моторних мастил (крайового кута змочування та товщини адгезійного шару мастила), а також експлуатаційних показників моторного мастила (лужного числа та вмісту механічних домішок) та експлуатаційних показників судового дизеля (механічного коефіцієнту корисної дії, тиску стиснення та температури випускних газів), мащення якого забезпечується цими мастилами. Дослідження виконувались на судових середньообертових дизелях 6L16/24 MAN Diesel, які входили до складу допоміжної енергетичної установки судна типу General Cargo дедвейтом 15600 тонн. В циркуляційній системі мащення дизелів використовувалось моторне мастило Mobilgard ADL30 фірми Mobil [7, 8].

Принципова схема системи циркуляційного мащення дизелів надана на рис. 1.

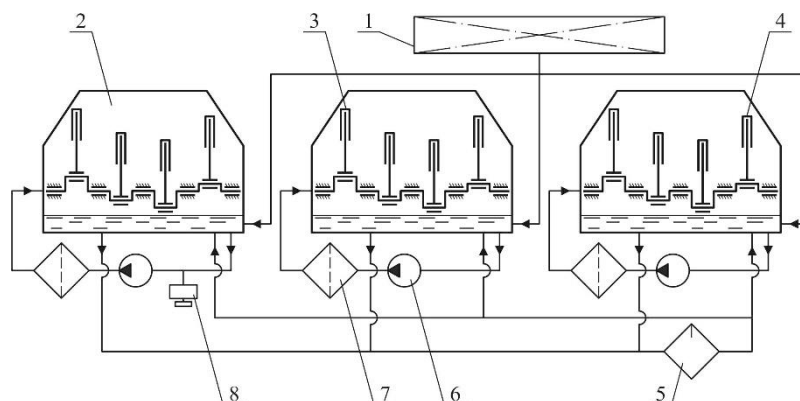


Рис. 1. Схема суднової системи циркуляційного мащення під час проведення експериментальних досліджень:

1 – цистерна циркуляційного мастила; 2 – дизель № 1; 3 – дизель № 2; 4 – дизель № 3;
5 – сепаратор мастила; 6 – циркуляційний мастильний насос; 7 – мастильний фільтр;
8 – дозерний пристрій

Подача мастила до мащення колінчатого валу та підшипників дизелів 2, 3, 4 забезпечувалась циркуляційним насосом 6 (окремо для кожного з дизелів). Очищення мастила виконувалось за допомогою фільтра 7 (також окремо для кожного дизелю) та сепаратора 5 (який послідовно підключався до систем мащення кожного з дизелів). Поповнення обсягу мастила в картері дизелів здійснювалось з цистерни 1.

Дослідження виконувались на двох дизелях, що на початок випробувань мали однаковий ресурс (позиції 2, 3 на рис. 1). Під час випробувань дизелі експлуатувались на рівних між собою навантаженнях. У випадку, коли потужності двох дизелів (на яких проводились дослідження) було недостатньо для забезпечення суднових потреб в електричній енергії, використовувався третій дизель (позиція 4 на рис. 1). Також лише цей дизель використовувався у випадку, коли для забезпечення потрібності судна в електричній енергії вистачало потужності одного дизелю.

Як спосіб, що забезпечує підвищення структурних характеристик моторного мастила (а саме крайових кутів змочування), було обрано додавання поверхнево-активних речовин (ПАР). В науково-дослідницької лабораторії було визначена оптимальна концентрація ПАР в об'ємі моторного мастила, при якій забезпечуються максимальні кути змочування [4, 5].

До системи мащення одного з дизелів (позиція 1 на рис. 1) за допомогою дозерного пристрою (позиція 8 на рис. 1) додавалась ПАР. Час введення ПАР до загального обсягу який забезпечував підтримання її оптимальної концентрації був визначений в попередніх дослідженнях та контролювався шляхом вимірювання остаточного лужного числа (Total Base Number – TBN) моторного мастила.

Дослідження виконувались під час океанських переходів судна, тривалість яких становила 12...18 днів. При цьому (у зв'язку з відсутністю маневрових та

швартових режимів, а також вантажних операцій) експлуатація дизелів відбувалася без стрибкоподібної зміни навантаження. Стан паливної апаратури (паливних насосів високого тиску та форсунок), а також її регульовальні параметри (тиск нагнітання, кут початку подачі палива) всіх дизелів були ідентичні. У системах мащення та охолодження дизелів підтримувалися однакові значення температури та тиску. Перед початком експериментів у циркуляційних системах мащення дизелів було повністю замінено мастило. Компенсація витрати мастила на вигар для кожного з дизелів виконувалася в обсязі 100 літрів через 100 годин експлуатації.

Для виконання завдання дослідження під час проведення експерименту визначався механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) дизеля – η_m , тиск стиснення – p_c , температура випускних газів $t_{вг}$, а також фіксувалися значення TBN мастила у відповідні часові інтервали його роботи. Визначення механічного ККД здійснювалося методом постійної витрати палива, визначення тиску стиснення та температури випускних газів – за допомогою системи діагностування показників робочого циклу суднового дизеля Doctor, визначення TBN масла виконувалося в судновій технічній лабораторії фірми Cylinder Scrape-Down Oil Analysis відповідно до рекомендованих технологій та послідовності [6].

Зміна структурних характеристики моторного мастила контролювалась шляхом визначення крайових кутів змочування θ та товщини його адсорбційного шару $d_{ш}$ шляхом вимірювання цих показників в проміжки часу, що відповідають визначенню показників роботи дизелів.

За результатами комплексних досліджень побудовані діаграми (рис. 2, 3), які відображають зміну експлуатаційних показників дизеля 6L16/24 MAN Diesel та структурних характеристик моторного мастила Mobilgard ADL30 фірми Mobil.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведеними дослідженнями встановлено взаємозв'язок структурних показників моторних масел (зокрема крайового кута змочування та товщини адсорбційного шару) та експлуатаційних показників суднових дизелів (зокрема тиску стиснення, механічного ККД, температури випускних газів). Збільшення значень вказаних структурних показників моторного мастила (яке досягається шляхом додавання до моторного мастила поверхнево активних речовин) забезпечує зменшення механічних втрат під час отримання корисної роботи. Встановлений факт пояснюється підвищенням гідравлічної щільності в парах тертя суднового дизеля та збільшенням пружнодемпфуючих властивостей моторного мастила.

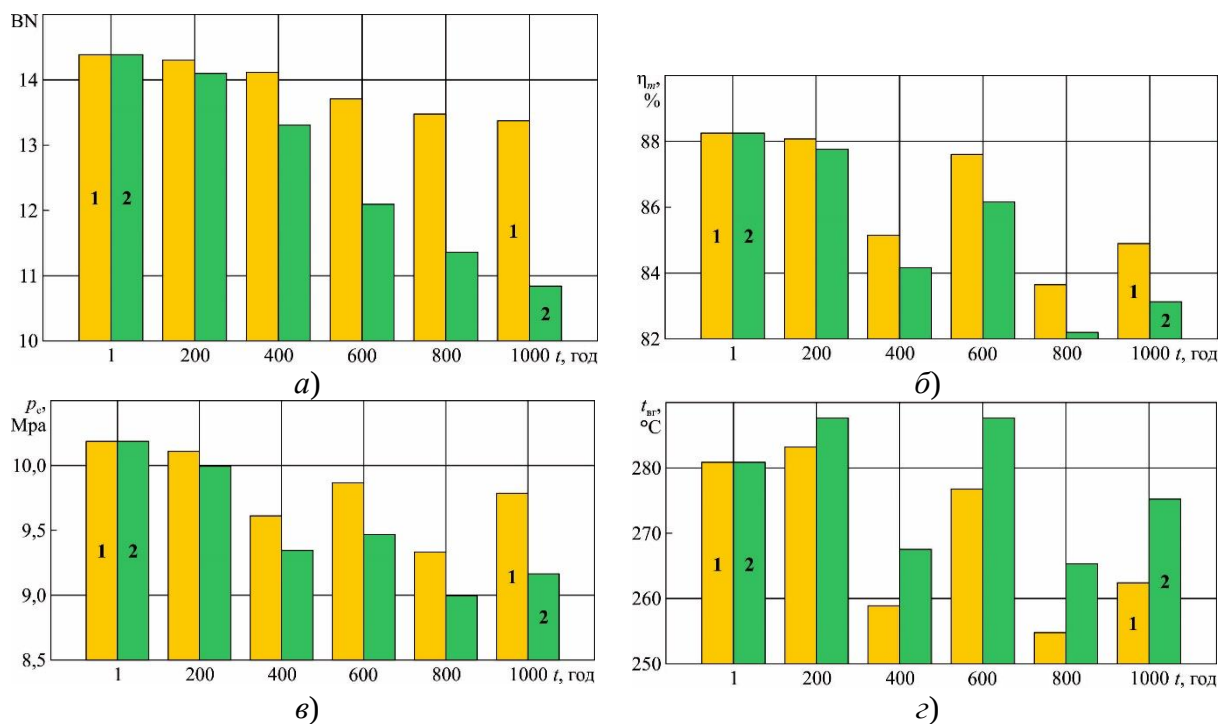


Рис. 2. Зміна експлуатаційних показників суднового дизеля 6L16/24 MAN Diesel та моторного мастила Mobilgard ADL30 Mobil:

а – загальне лужне число; б – механічний ККД; в – тиск стиснення;
з – температура випускних газів; 1 – дизель № 1; 2 – дизель № 2

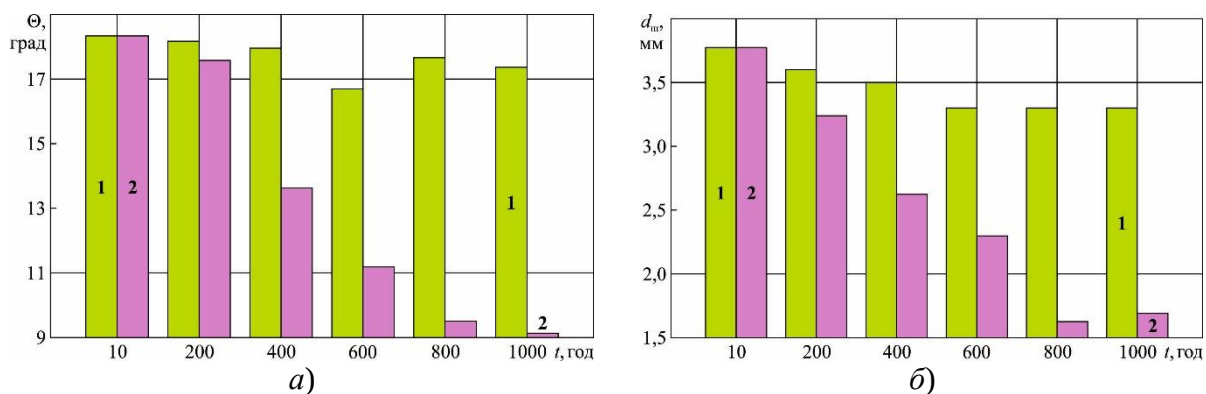


Рис. 3. Зміна структурних показників моторного мастила Mobilgard ADL30 Mobil:

а – крайовий кут змочування; б – товщина адсорбційного шару;
1 – дизель № 1; 2 – дизель № 2

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2(61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

2. Сагин С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту. Зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 -100.

3. Stoliaryk T. Analysis of the operation of marine diesel engines when using engine oils with different structural characteristics // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. – Vol. 5(1(67)). – P. 22-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868>.

4. Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в суднових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-156. doi: 10.31653/smf44.2022.142-156.

5. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 69-80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

6. Sagin S., Madey V., Sagin A. Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // Journal Marine Science and Engineering. – 2022. –Vol. 10. – Iss. 10. – P. 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

7. Sagin S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // Journal Marine Science and Engineering. – 2022. –Vol. 10. – Iss. 10, 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

8. Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. – 2021. – Vol. 7-8. P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

УДК 629.5.03

Погрібний Ю.В., Аболешкін С.Є.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення екологічної безпеки суднових дизелів з використанням альтернативних палив

Ефективна експлуатація суднових енергетичних установок може бути досягнута за умови правильного вибору режимів роботи двигунів, впровадження сучасної технології технічного обслуговування, а також раціонального використання палив і мастил.

У сучасному світі дизелебудування вектор спрямованості нових розробок неухильно зміщується в напрямку досягнення найбільшої екологічної безпеки створюваних конструкцій двигуна.

Пріоритетними напрямками зниження токсичності відпрацьованих газів (ВГ) двигунів є: подальше удосконалення конструкції; використання альтернативних видів палива, головним чином ненафтового походження, які повинні відповідати не тільки вимогам ефективності роботи двигуна, але і забезпечувати зниження шкідливих речовин у ВГ; створення двигунів, а також пристроїв, здатних знизити вміст токсичних компонентів у ВГ двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Газоподібні палива — один з головних резервів моторних палив на перспективу. Великі переваги природних газів у порівнянні з іншими енергетичними сировинними ресурсами обумовлені економічними вигодами при їх виробництві й транспортуванні. Серед різних видів горючих газів широке практичне застосування як моторні палива знайшли суміші газоподібних вуглеводнів, які отримують з природних та попутного нафтового газів. Основними компонентами зріджених нафтових газів є пропан і бутан.

У цей час ведуться інтенсивні дослідження можливості використання, як рослинних олій, так і сумішей рослинних олій з дизельним паливом у дизелях.

По своїх фізико-хімічних властивостях рослинні олії суттєво відрізняються від традиційного дизпалива, а похідні від них ефіри, навпаки, дуже близькі.

Переваги й недоліки різних видів альтернативних палив наведено у табл. 1., де знаком "+" позначена наявність переваг у порівнянні зі штатним дизельним паливом, знаком "-" — їх відсутність, а "+"/"-" — комбінація й того, й іншого. Переваги й недоліки, а також особливості застосування таких палив у дизелях обумовлені їхнім складом, фізико-хімічними властивостями та можливістю одержання з поновлюваної сировини.

Таблиця 1 Переваги і недоліки альтернативних видів палива

Паливо	Відновлюваність ресурсів	Екологічність		Адаптованість		Парниковий ефект
		при вироб- ництві	при згорянні	до транспор- тування і збереження	до дизел я	
Дизельне	—	—	+/-	+	+	—
Стиснутий природний газ	—	+	+	—	—	—
Зріджений природний газ	—	+	+	—	—	—
Диметилловий ефір	—	—	+	+	—	—
Метанол	—	—	+	+	—	—
Рапсове масло	+	+	+	+	+/-	+
Метилловий ефір рапсового масла	+	+/-	+	+	+	+

Як видно, найбільш перспективними дійсно можна вважати палива, одержувані з рослинних олій і в першу чергу — з рапсового масла.

Емісія токсичних компонентів (рис. 1) характеризується різними механізмами утворення в циліндрі дизеля продуктів неповного окиснення палива, наприклад CO , і найбільш токсичного компонента відпрацьованих газів дизеля — NO_x . Термохімічний механізм утворення NO_x у циліндрі дизеля обумовлює прямий взаємозв'язок емісії NO_x з максимальною температурою циклу, або максимальних температур у локальних зонах.

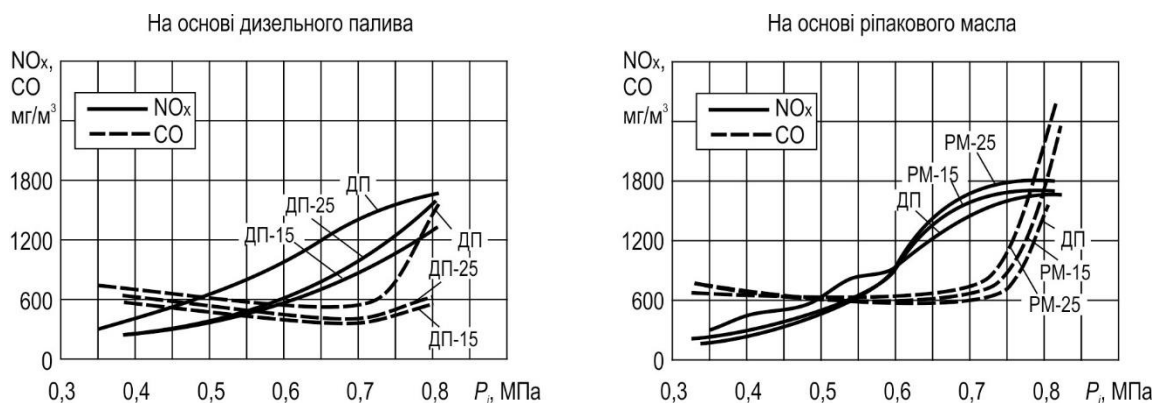


Рис.1 Емісія токсичних компонентів

При згорянні суміші на основі дизельного палива NO_x викидається в середньому на 30 % менше у порівнянні з чистим дизельним паливом, що пояснюється більш якісним сумішоутворенням і меншої максимальної температури циклу внаслідок неоптимального підведення теплоти в циклі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сомов В. А., Ищук Ю. Г. Судовые многотопливные двигатели. - Л.: Судостроение, 1984. – 240 с.
2. Хачиян, А.С. Применение спиртов в дизелях / А.С. Хачиян // Двигателестроение. -1984. - № 8. - С. 30 - 34.
3. Фоминых, А.В., Применение метанола и метилового эфира рапсового масла в дизелях с использованием ДСТ / А.В. Фоминых // Знание молодых: наука, практика и инновации. Материалы Международной науч.-практ. конф. аспирантов и молодых учёных: сб. науч. тр. - Киров: ФГБОУ ВПО Вятская ГСХА, 2014. - 216 - 218 с.
4. Смирнова, Т.Н. Биодизель альтернативное топливо для дизелей / Т.Н. Смирнова, В.М. Подгаецкий // Двигатель. - 2007. - № 1. - С. 32 - 36.
5. Семенов, В.Г. Альтернативные топлива растительного происхождения. Определение фракционного и химического составов / Б.Н. Семенов, А. А. Зинченко // Химия и технология топлив и масел. - 2005. - № 1. - С. 29 - 34.
6. Савельев, Г.С. Использование рапсового масла в качестве топлива в дизельных двигателях / Г.С. Савельев, М.Н. Кочетков // Транспорт на альтернативном топливе. - 2009. - № 1. - С. 62 - 66.
7. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.

Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз ефективності використання газових палив у суднових енергетичних установках

Форсування суднових дизелів, а також розширення парку дизельних двигунів неминує супроводжуватися ростом шкідливих викидів в атмосферу. Основу цих викидів представляють окиси азоту NO_x , окис вуглецю CO , окиси сірки SO_x , вуглеводні CH і зола.

Аналіз сполуки відпрацьованих газів показав, що найбільш токсичними компонентами є окиси азоту (NO_x), вуглецю (CO , CO_2) і сірки (SO_x), вуглеводні (HC), тверді сажисті часточки.

Дослідження ринку показують, що в майбутньому газові установки можуть бути встановлені не тільки на танкерах LNG, а й на танкерах LPG, Ro-Ro, а також контейнеровозах, тобто в принципі на всіх типах судів.

При роботі двохпаливної системи в режимі на газі на відміну від режиму на нафтопродуктах викиди CO_2 зменшуються приблизно на 25%, NO_x - на 80-90%, а SO_x і тверді частинки практично усунені (табл.2).

Таблиця .2. Рівень шкідливих викидів при застосуванні різних палив

Вид палива	SO_x , г/кВт·год	NO_x , г/кВт·год	Тверді частки, г/кВт·год	CO_2 , г/кВт·год
Газойль морський 0,1% S	0,4	8–11	0,15–0,25	580–630
Дизельне паливо 0,5% S	2	8–11	0,25–0,50	580–630
Мазут 3,5% S	13	9–12	1,5	580–630
LNG	0	2	0,01	430–480

Під час операцій з нафтою, тобто під час завантаження, вивантаження або перевезення, велика честь легких компонентів нафти випаровується. Ці компоненти і називаються **летючі органічні компоненти (ЛОК)**.

Для підтримки нормального тиску, тобто не більше 0.14 bar, ЛОК скидають в атмосферу, таким образом, втрачається відносно велика кількість вуглеводнів.

Скидання ЛОК є не тільки втратою енергії, але і викликає забруднення навколишнього середовища. У зв'язку з цим запропоновано нове рішення відносно ЛОК, конденсувати і збирати ЛОК в спеціальний танк і використовувати замість важкого палива.

Вживання ЛОК можливе лише при використуванні спеціальної технології, що подає газ під високим тиском, в зрідженому поляганні безпосередньо в циліндр. Така технологія вже використовується на двигуні 12K80MC-GI.

Система підготовки і подачі летючих органічних компонентів (рис.4).

1. Система очищення ЛОК передбачає очищення від іржі і ін. елементів що попадаються в нафті, що знаходиться в танку. Ця операція є обов'язковою.

2. Система зріджування ЛОК. Газ стискається перед охолодженням. В перебігу цього процесу пропан, бутан і інші важкі вуглеводні зріджуються і стають рідкими. Інертний газ і легкі ЛОК (метан і етан) залишаються в газоподібній формі і випускаються в атмосферу. Після чого ЛОК сепарують і переміщують в танк запасу.

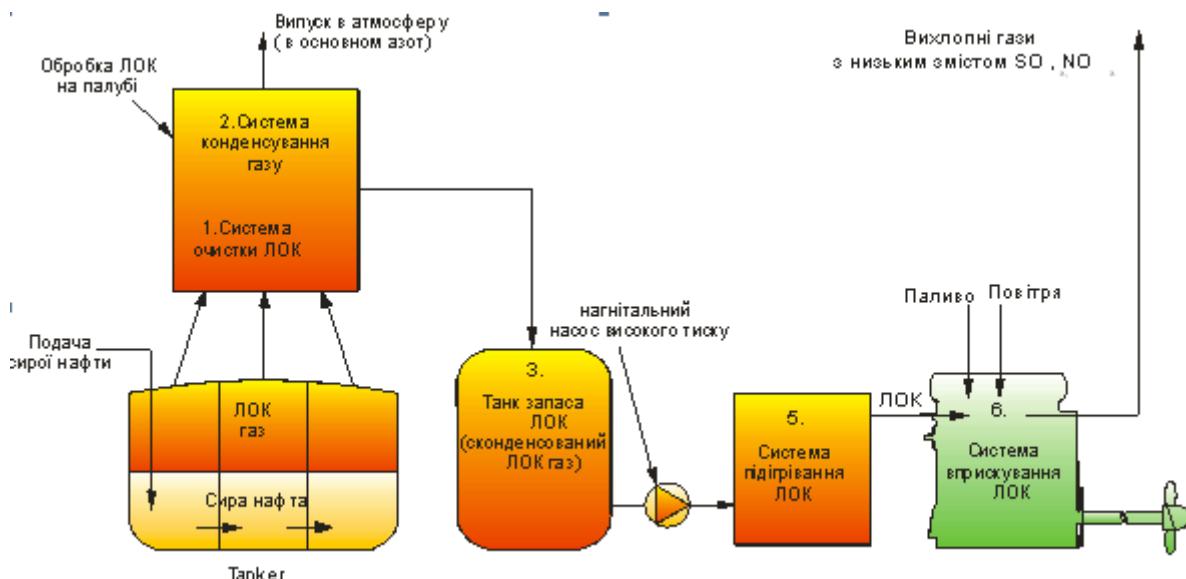


Рис. 4. Принципова схема вживання ЛОК.

На рис. 4. 1 система очищення ЛОК, 2 система зріджування ЛОК, 3 танк запасу ЛОК (в зрідженій формі) 4 насос високого тиску, 5 система підігріву ЛОК, 6 система подачі ЛОК на двигун.

Насос високого тиску подає ЛОК з танка до двигуна під тиском 400 бар. Насос поршневий, з системою контролю подачі для забезпечення стабільного тиску. Насос пов'язаний з системою управління двигуном. При появі нещільності в насосі і вірогідності протечек газу, насос зупиняється, після чого спрацьовує аварійна сигналізація, одночасно з цим двигун переходить на роботу на паливо.

Система підігріву ЛОК. Ця система передбачена для уникнення гідравлічного удару у разі формування льоду в результаті декомпресії трубопроводу. ЛОК підігріваються до 50 °С. Підігрів може здійснюватися водою із зарубашечного простору.

Система подачі ЛОК на двигун. ЛОК подаються на двигун підігрітими, під тиском.

Уприскування відбувається безпосередньо в циліндр після подачі запального палива (8% від кількості палива подавався при 100%), спеціальна ЛОК форсунка здійснює уприскування. ЛОК форсунка управляється системою Mechatronic, яка дозволяє здійснювати різне варіювання подачі ЛОК.

Режим згорання оптимізований системою управління ЛОК але при незмінному моменті подачі запального палива (оскільки уприскування здійснюється за допомогою ПНВТ який управляється куркульками на распредвалі). Система mechatronic робить можливим управління уприскування ЛОК, таким чином процес згорання відбувається нормально незалежно від кількості подачі запального палива і кількості ЛОК.

ЛІТЕРАТУРА

1. Тимошевский Б.Г. Моторные свойства альтернативных топлив, полученных из отходов полимеров / Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 83-89.
2. Ткач М.Р. Экспериментальные исследования показателей судового ДВС, использующего альтернативное топливо / М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, Б.А. Тхы // Двигатели внутреннего сгорания. -№2. - 2006.

УДК 629.12–8:621

Чатанава А.Ю, Абоleshкін С.Є.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності роботи підшипників ковзання судових середьобертових дизелів

Система мащення судових дизелів є одним з основних елементів СЕУ, що забезпечують працездатність кривошипно-шатунного механізму. Основним функціональним призначенням системи мащення є забезпечення необхідного режиму роботи підшипників ковзання в широкому діапазоні навантажень дизеля при різному технічному стані його елементів.

Дотепер у вузлах тертя ГД переважало граничне, напівсухе, напіврідинне тертя, при якому неминуче зношування робочих поверхонь, особливо при динамічному характері навантажень ГД.

Переведення навантажених вузлів тертя елементів ГД на рідинне мащення веде до різкого зниження тертя і, як наслідок, до зменшення зношування, тобто до збільшення терміну служби.

Виходячи з класифікації видів мащення, можна сказати, що для вузлів тертя ГД бажано застосовувати рідинне мащення, зокрема, гідродинамічне. Гідродинамічне мащення виникає при існуванні гідродинамічної піднімальної сили, що відриває одну поверхню від іншої, розділяючи їх масляним шаром товщиною h . Виникнення гідродинамічної піднімальної сили можливо при наявності масляного клина між поверхнями, тобто при існуванні кута нахилу в одній з тертьових поверхонь. В окремо взятих паралельних тертьових поверхнях гідродинамічна піднімальна сила практично не виникає. Отже, для одержання гідродинамічної піднімальної сили необхідно на частині тертьових поверхонь створити кут нахилу.

У вузлах тертя ГД раніше використовувалися дві схеми розташування тертьових поверхонь:

1) Паралельне розташування (еквідистантне), коли кожна точка однієї поверхні розташовується від найближчої точки іншої поверхні на однаковій відстані. Гідродинамічна піднімальна сила, викликана невеликим падінням тиску між початком і кінцем контактної поверхні, буде дуже малою і не здатною відірвати одну поверхню від іншої. Такі конструктивні схеми відносного розташування поверхонь використовуються в більшості вузлів тертя елементів СЕУ.

2) Похиле розташування, коли поверхня 1 має кут нахилу відносно поверхні 2 (рис. 1).

Навантажувальна здатність таких поверхонь при рідинному терті визначається розрахунком і залежить від багатьох факторів, зокрема, від кута нахилу, в'язкості масла, залежності в'язкості від тиску, від координат точок (a , c) і т.д. При перевищенні гідродинамічної розрахункової сили величини навантаження, деталь 1 відривається від деталі 2. Виникає мінімальний масляний зазор h_1 .

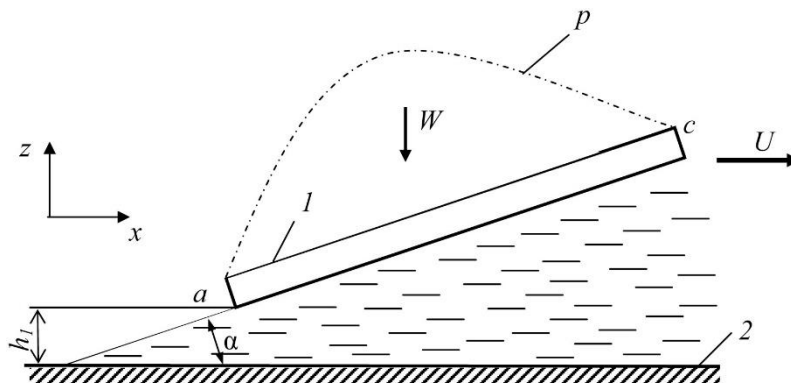


Рис. 1 Схема розташування гладких похилих поверхонь при наявності змащення

U – швидкість пересування поверхні; h_1 – мінімальний масляний зазор; α – кут нахилу поверхні першої деталі до поверхні другої; p – тиск; W – навантажувальна здатність; a – точка виходу масла з мастильного зазору; c – точка входу масла в мастильний зазор.

Схема з похилим розташуванням тертьових поверхонь припускає наявність гідродинамічного режиму мащення, має явні переваги перед схемою з паралельним розташуванням. Однак недоліки, властиві цій схемі, не дають можливості повністю реалізувати в основних вузлах тертя СЕУ рідинний режим мащення.

Недоліки схеми з похилими поверхнями (зазорами, що звужуються) усунуто в схемі з похило-еквідистантними поверхнями (ПЕП). Ця схема (рис. 2) є поєднанням похилої поверхні та еквідистантної саме в запропонованій послідовності в напрямку руху масла. У ПЕП розрахункова гідродинамічна піднімальна сила виникає і в похилій, і в еквідистантній поверхнях, що не спостерігається у схемах с

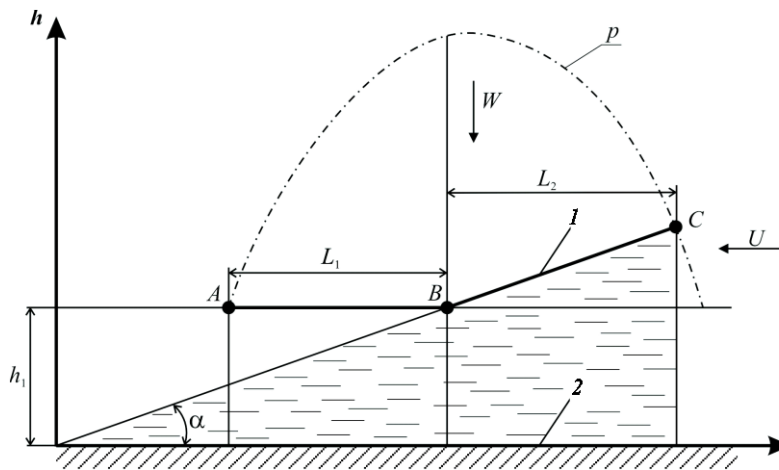


Рис. 2 Схема розташування похило-еквідистантних поверхонь

1, 2 – поверхні першої й другої деталей; L_1 , L_2 – довжини еквідистантної та похилої поверхонь відповідно; α – кут між похилою поверхнею першої деталі й поверхнею другої; U – швидкість пересування деталі 2 відносно деталі 1; h_1 – мінімальний масляний зазор; p – тиск; W – навантажувальна здатність; h – поточна товщина мастильного шару; x – поточна абсциса

Застосування ПЕП дозволяє вузлу надійно працювати відразу після монтажу, без експлуатаційного прироблення, що може бути від декількох годин до декількох місяців, а іноді може привести до аварійної ситуації. Еквідистантна поверхня є буфером при динамічних навантаженнях.

Створення ПЕП у вузлах тертя ГД призначено для поліпшення працездатності вузла, тобто переведення вузла в режим рідинного тертя.

Втрати на тертя в рухомих ланках двигуна включають роботу сил тертя як основних деталей механізму «руху» (колінчатий вал, шатун, поршень), так і основних рухомих частин механізмів (розподільний вал, зубчасті передачі тощо). У крейцкопфних двигунах переважна частина втрат на тертя доводиться на вкладиші підшипників, паралелі, поршень. Втрати на привод, що входять до складу механічних втрат, у двотактних двигунах становлять 1,5%, насосні втрати теж становлять 1,5%, вентиляційними втратами звичайно зневажають. Таким чином, можна припустити, що застосування ПЕП у вкладишах підшипників, опорних підшипниках валопроводу, головних підшипниках, рамових і мотилевих підшипниках веде до зменшення втрат на тертя у вузлах близько 4%, а отже до збільшення механічного ККД близько 4% відповідно, тому що ККД вузла тертя із застосуванням ПЕП за теоретичними і експериментальними даними становить близько 98%, а механічний ККД існуючих середньообертових двигунів становить приблизно від 92 до 94%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Корнилов Э.В., Голофастов Э.И. Главные среднеоборотные дизеля морских судов (конструкция, эксплуатация). – Одесса, 2007. – 296 с.
2. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.

3. Ломаковская Т.Ю. К вопросу о применении наклонно-эквидистантных поверхностей в узлах трения элементов СЭУ // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2006. – № 2.(407) с 104–108.
4. Ломаковская Т.Ю. Улучшение условий смазки поверхностей с применением нестандартных форм контакта // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – № 3 (381). – С. 129–135.
5. Мур Д. Основы и применения триботехники. – М.: Мир, 1978. – 487 с.
6. Перекрестов А.П. Способы повышения работоспособности подшипников скольжения / А.П. Перекрестов, В.А. Чанчиков // Вестн. АГТУ. Сер. Морская техника и технология. – 2010. – № 1. – С. 147 -152.

УДК 621.165

Сахаров О.В., Веретенник О.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності утилізації тепла судної енергетичної установки

В настоящее время біля 50 % теплової енергії, що виділяється при згорянні палива, сьогодні перетворюється на корисну роботу, що забезпечує рух судна. Порядку 50 % відпрацьованого тепла являє додатковий ресурс енергії, який теоретично можна використовувати на судні для виробництва пари й електроенергії, необхідних для обігріву й роботи допоміжного устаткування.

Найбільш ємною й привабливою залишається тепла енергія, що міститься у відпрацьованих газах.

Оостаннім часом дизелебудівні фірми створили значну кількість варіантів використання цього тепла не лише на суднові потреби, але й для виробітку механічної енергії.

Схема глибокої утилізації теплоти випускних газів наведена на рис. 1.

При наявності контуру утилізації тепла відсоток корисної енергії двигуна для виробітку електроенергії зростає до 5%, що відповідає зростанню ККД на 10 %.

Утилізаційні турбіни сучасних комбінованих енергетичних установок працюють на низькопотенційному теплі, при температурі пари, що не перевищує 300 С. При низькій температурі пари на вході та невисоких параметрах тиску пари (0,6...1,5 мПа) крива її конденсації проходить досить високо, і значна частина ступенів працює на вологій парі.

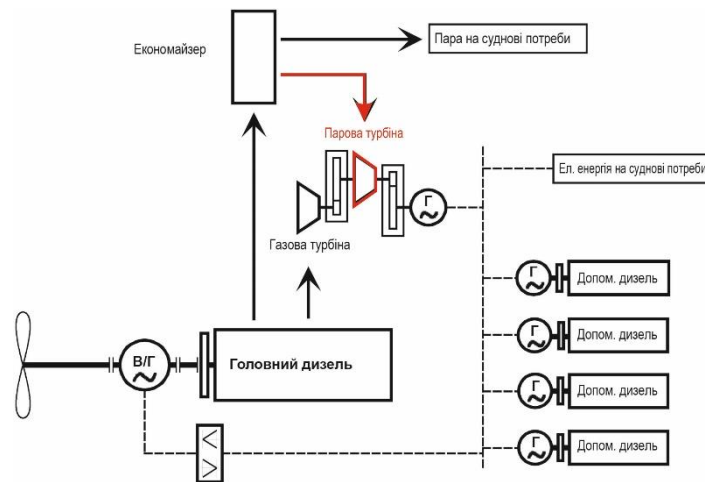


Рис. 1 Схема утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки сучасного контейнеровозу

Дослідження показали, що при роботі на вологій парі економічність турбіни знижується. Це пояснюється наступними причинами:

- збільшенням втрат енергії в решітках;
- втратами енергії на розгін вологи в зазорі у зв'язку з меншою швидкістю вологи, особливо великодисперсної, і тертям між парою і рідкою фазою;
- ударною, гальмівною дією часток рідини, що потрапляють на робочі лопатки;
- додатковими втратами в робочих решітках, що обертаються.

На рис. 2 показано криві зміни вологості по ступенях тиску залежно від тиску пари на вході в турбину. Горизонтальна лінія, яка проведена на рівні 12% вологості, визначає область недопустимих режимів роботи. Вертикальна лінія, яка проведена на рівні 12% вологості показує найбільш ефективний режим роботи, не зважаючи на те, що остання ступінь працює при вологості близькій до критичної. Прямокутником виділена зона недопустимих режимів роботи турбіни.

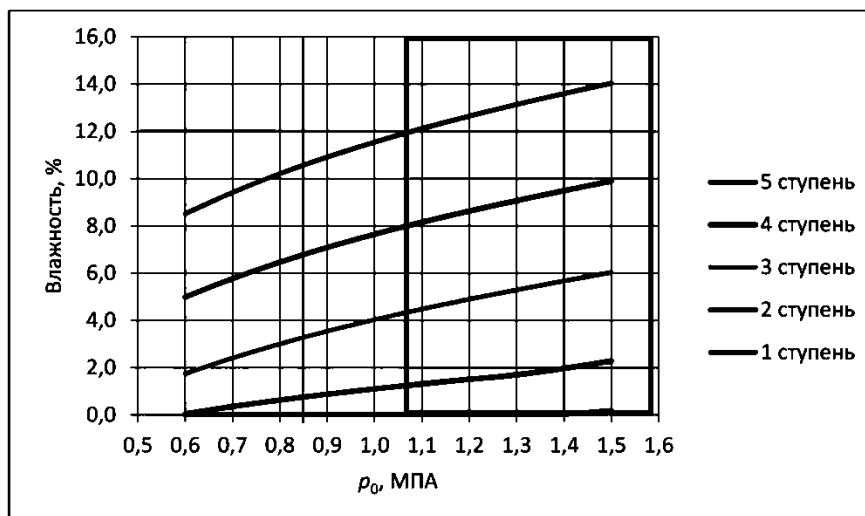


Рис. 2 Криві зміни вологості по ступенях тиску залежно від тиску пари на вході в турбину

Результати проведеного аналізу впливу початкового тиску пара в останніх щаблях вологопарових судових турбін дозволяють уникнути несприятливих (з точки зору кінцевої вологості) режимів роботи і тим самим підвищити їх економічність і ерозійну надійність. Найбільш економічний режим роботи для утилізаційних парових турбін, що використовують низькопотенційне тепло відпрацьованих газів, тобто працюють на вологій парі зі значним ступенем вологості є режим з тиском пари на вході в турбіну близько 0,7 МПа. Збільшення тиску веде до істотного підвищення вологості і зниження ККД через вологість пари. Зниження тиску менше 0,6 МПа істотно позначається на ККД турбіни, до того ж швидко зменшується наявний теплоперепад, що робить застосування утилізаційної турбіни недоцільним.

ЛІТЕРАТУРА

7. Филиппов Г.А., Парова О.А., Пряхин В.В. Исследования и расчет турбин влажного пара. М.: Энергия, 1993. 212 с.
8. Аболешкін С.Є., Гарагуля Б.А. Оптимізація робочих параметрів судової утилізаційної парової турбіни // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2019. - № 38. – С. 5-14.
9. Левенберг В.Д. Судовые малорасходные турбины. Л.: Судостроение. 1986. 183 с.

УДК 621.438

Тентюк Д.Ю., Веретеннік О.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення надійності паливної апаратури дизелів при роботі на низькосірчистих паливах

Паливна апаратура (ПА) є найбільш складною та дорогою частиною сучасного судового двигуна. Вона істотно впливає на надійність, економічність і екологічність роботи двигуна. Зношування деталей тертьових пар ПА є однією з основних причин зниження ресурсу судових двигунів.

В даний час спостерігається тенденція до зменшення вмісту сірки в бункерних паливах для судових двигунів з метою покращення їх екологічних характеристик.

Дистилятні палива є мастильним матеріалом для деталей ПА, що рухаються. Найбільш схильні до зносу прецизійні вузли паливного насоса високого тиску і форсунок. Зниження вмісту сірки в паливі призводить до погіршення їх протизносних властивостей, внаслідок чого відбувається збільшення зносу пар ПА двигунів, що труться.

Виконане дослідження трибологічних характеристик ДП із різним вмістом сірки дозволило зафіксувати значне погіршення протизносних властивостей

ДТ. Величина ДПІ збільшується на 41%. Причому відбувається різке зростання цього показника (на 18 %) після першого циклу знесірювання, коли вміст сірки в паливі ще досить високо і становить 0,349 % мас. А при вмісті сірки 0,22% мас. величина ДПІ практично досягає свого максимального значення та подальше зниження концентрації сірки в паливі практично не викликає збільшення зносу пар тертя (рис.1).

Аналіз фізико-хімічних властивостей рослинних олій показує, що в молекулах рослинних олій міститься значна кількість атомів кисню (близько 10%). Це призводить до зниження їхньої теплоти згоряння, але одночасно це знижує температуру, внаслідок чого значно покращуються екологічні властивості цих палив. При роботі дизелів на рослинних оліях відзначається зниження димності газів, що відпрацювали, і концентрації в них продуктів неповного згоряння палива.

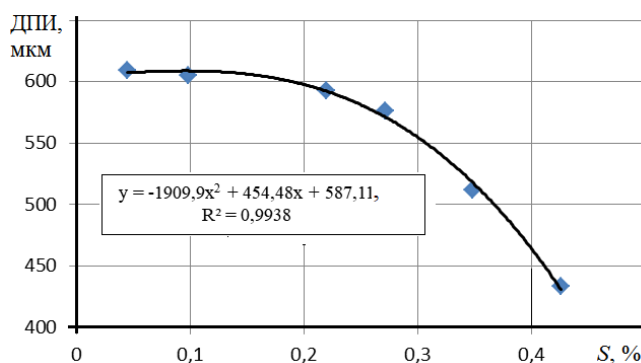


Рис.1 Влияние содержания серы на трибологические свойства ДТ

Для поліпшення триботехнічних властивостей ДП є додавання мінеральних мастильних матеріалів, які мають високу в'язкість, відмінну адгезію, хороші змащувальні властивості.

Комплексний аналіз, що включає дослідження фізико-хімічних і триботехнічних властивостей сумішевих палив, а також проведений моторний експеримент дозволили встановити оптимальну концентрацію рослинних олій в ДП. Вона становить 1-3%. Подальше збільшення вмісту мастил недоцільно, оскільки дає незначний триботехнічний ефект, але при цьому погіршуються фізико-хімічні показники суднового палива.

Литература

1. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.
2. Семенов, В.Г. Альтернативные топлива растительного происхождения. Определение фракционного и химического составов / Б.Н. Семенов, А. А. Зинченко // Химия и технология топлив и масел. - 2005. - № 1. - С. 29 - 34.
3. Смирнова, Т.Н. Биодизель альтернативное топливо для дизелей / Т.Н. Смирнова, В.М. Подгаецкий // Двигатель. - 2007. - № 1. - С. 32 - 36.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності імпульсної системи наддуву суднових дизелів.

У роботі показаний вплив ступеня радіальності на характеристики радіально-осьової турбіни працюючої в умовах нестационарного потоку імпульсної системи наддування комбінованого двигуна.

На основі аналізу ряду статей показано, що турбіна турбокомпресора впливає на показники економічності та потужності комбінованого двигуна.

Актуальним є розробка методу, що дозволяє проводити вибір оптимальної геометрії проточної частини, що забезпечує компромісний розв'язок для всіх нестационарних впливів з боку двигуна. На основі якого може бути запропонований комплексний підхід до проектування проточної частини радіально-осьової турбіни, що працює в складі комбінованого двигуна.

На основі серії проведених розрахунків по моделі на середньому радіусі, характеристик турбін з різними геометричними кутами закручення лопаток, показано, що найбільш високий ККД мають турбіни зі ступенем реактивності, що перебуває в діапазоні $\rho=0.4-0.5$.

Іншим дуже важливим параметром, що характеризують проточну частину радіально-осьової турбіни, є ступінь радіальності μ . Неправильний вибір ступеня радіальності веде до відриву потоку, падінню пропускної здатності турбіни й збільшенню витрати палива.

У результаті проведених розрахунків побудовані проточні частини робочих коліс із прийнятими значеннями ступеня радіальності. Побудовані зовнішні і внутрішні лінії меридіонального обводу. Результати побудови наведені на рис. 1.

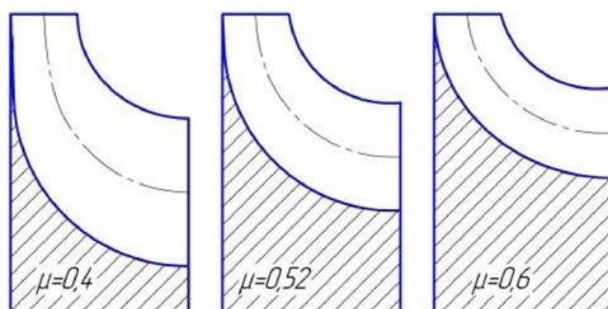


Рис. 1. Побудова обводів проточної частини робочого колеса турбіни

Розрахунки показали, що зі збільшенням ступеня радіальності μ , зменшуються: площа перетину на виході з робочого колеса F_2 ступінь конфузорності каналу j .

Зі зменшенням ступеня радіальності μ у всьому діапазоні зміни коефіцієнта напору H_T зростають тепло перепад на робочому колесі H_{TP}/H_{TMAX} , втрати в робочому колесі ξ_{PK} , зменшуються втрати з вихідною швидкістю ξ_B .

Імпульс тиску газів на вході в турбіну при зміні ступеня реактивності міняється незначно. Це можна пояснити тим, що зміна ступеня радіальності приводить до зміни площі перетину на виході з робочого колеса F , однак на формування імпульсу більшою мірою впливає площа перетину на виході із соплового апарата.

У якості оптимальних можуть бути прийняті параметри турбіни зі ступенем радіальності $\mu = 0.52$. Ця турбіна виходить на компромісний варіант між коефіцієнтом використання розташовуваної енергії імпульсу η_{TU} і ефективною потужністю турбіни N_T .

ЛИТЕРАТУРА

1. Лашко В.А. Проблемы проектирования проточной части центростремительной турбины, работающей в составе импульсной системы наддува КДВС/ В.А. Лашко, А.В. Пассар// Актуальные проблемы создания, проектирования и эксплуатации современных двигателей внутреннего сгорания: Сб.науч. тр- Хабаровск: Изд-во Хабар, гос. техн. ун-та.- 2004. - Вып. 3. - 119-125.
2. Межерецкий А.Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1971. – 192 с.
3. Васильев-Южин Р.М. Исследование совместной работы дизеля и агрегатов воздухообеспечения при изменении внешних условий // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Высшая школа, 1977. – Вып. 25. – С. 42-49.
4. Лашко В.А. Комплексный подход к проектированию проточной части турбины импульсной системы наддува поршневых двигателей/ В.А. Лашко, А.В. Пассар// - Математическое моделирование. Сборник научных трудов НИИКТ. - Хабаровск. - 2000. - С. 119-128.

УДК: 621.431

Крикун М.А., Половинка Е.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Розвиток методів та технічних засобів контролю робочих процесів суднових дизелів

Метод технічного обслуговування (ТЕ) і ремонту по технічному стану дизеля може бути ефективним, якщо правильно розроблена методика застосування й вибору системи технічної діагностики. Основне завдання систем технічної діагностики полягає в безперервному або досить частому контролі стану дизеля й збереженні високої надійності й економічності, яка завдяки цьому досягається протягом усього періоду експлуатації.

При нормальній роботі індикатору тиску газів на підставі отриманих діаграм можуть бути виявлені порушення в організації робочого процесу (рис. 1 і таблиця).

Механічним індикаторам контролю робочого процесу (рис. 1) властивий ряд недоліків:

індикаторна діаграма носить випадковий, а не усереднений за кілька циклів характер;

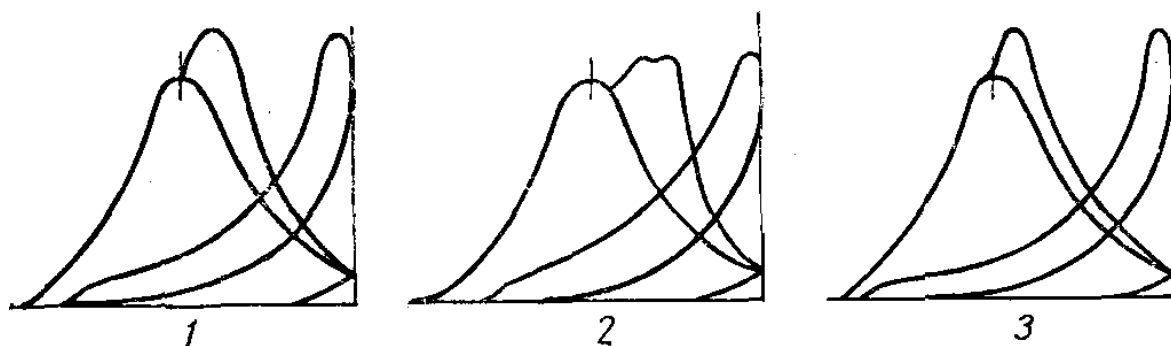


Рис. 1. Характерні зміни форми діаграм при порушенні робочого процесу

одержувана інформація має обмежений (по параметрах) характер;
для потужних середньообертових дизелів інформація про робочий процес в обсязі відомостей тільки про $p_{\max}$ і p_c недостатня для регулювання двигуна;
обробка отриманих діаграм, здійснювана вручну, викликає додаткові погіршеності, обумовлені суб'єктивними особливостями механіка.

Ці недоліки усуваються шляхом застосування на судах електронних систем контролю й діагностики.

Така система являє собою калькулятор середнього індикаторного тиску, призначений для виміру тиску в циліндрах ДВС. З його допомогою визначаються:

Характерні порушення робочого процесу й способи їх усунення

№ діаграми на рис. 1	Причина відхилень	Спосіб усунення
1	Нормальна діаграма	
2	Пізня подача Поганий розпил форсунки Несправність паливного насоса Збився кулак паливного насоса	Замінити форсунку Замінити паливний насос Пересунути кулак на розподільному валу по ходу його обертання
3	Рання подача Неправильна установка кулака паливного насоса Більш легкий сорт палива, чим передбачений регулюванням двигуна	Пересунути кулак на розподільному валу проти напрямку його обертання Те ж

середній індикаторний тиск — p_i ;

частота обертання вала — n ;

тиск надувального повітря — p_k ;

максимальний тиск газів у циліндрі — $p_{max}(p_z)$;

кут повороту колінчатого вала, при якому досягається максимальний тиск газів у циліндрі — φ_z ;

тиск газів у циліндрі на лінії розширення в крапці 36° за ВМТ — p_{exp} .

Погрішність визначення перерахованих величин не перевищує $\pm 2\%$ від максимального значення. Результати вимірів і індикаторна діаграма можуть бути виведені на монітор комп'ютера. На підставі цієї інформації можна відрегулювати робочий процес у циліндрах.

Одночасно така обробка інформації дозволяє одержати вихідний матеріал для діагностичних оцінок стану вузлів ЦПГ і ТК. Так, наприклад, зміна перерахованих параметрів може бути обумовлене наступними факторами:

для тиску стиску — станом випускних клапанів, продувних вікон або впускних клапанів, поршневих кілець, поверхні втулки циліндра й денця поршня;

для максимального тиску згоряння — температурою палива, продувного повітря, станом паливного насоса високого тиску, якістю розпилу палива форсунками;

для тиску надувального повітря — наявністю забруднень або ушкоджень у турбіні або компресорі.

Для подальшої локалізації пошуку дефекту застосовують штатні контрольно-вимірювальні або переносні прилади й апаратні засоби. У якості додаткових технічних засобів контролю можуть використовуватися термометри, манометри, моментоскопи, ендоскопи й т.д.

У системах моніторингу дизелів поряд з діагностикою індикаторного процесу необхідне використання вібродатчиків. Це дозволить підвищити інформативність одержуваної інформації про стан деталей ЦПГ дизеля, його настроюваннях.

Фази паливоподачі й газорозподілу, а також технічний стан паливної апаратури визначаються за допомогою контактного вібродатчика⁰. Визначення зазначених параметрів відбувається без безпосереднього впровадження в паливну апаратуру високого тиску й спеціальних кріплень.

Використання вібродатчика в системі пояснюється рис. 2: верхня діаграма - 'needle lift' - переміщення голки форсунки під час упорскування палива; середня діаграма - 'fuel pressure' - тиск палива за ТНВД; нижня діаграма - 'fuel valve vibrodiagram' - перетворена вібродіаграма торця форсунки. Фази упорскування палива (початок, відповідне до підйому голки й закінчення, відповідне до посадки - по верхній діаграмі) збігаються з передніми фронтами віброімпульсів на нижній вібродіаграмі.

Аналіз вібродіаграм дає можливість оцінити фази паливоподачі за допомогою контактного вібродатчика, без препарування форсунки й без впровадження спеціальних датчиків у систему високого тиску. Крім того, форма віброімпульсів відбиває технічний стан форсунки й усієї паливної апаратури високого тиску в цілому.

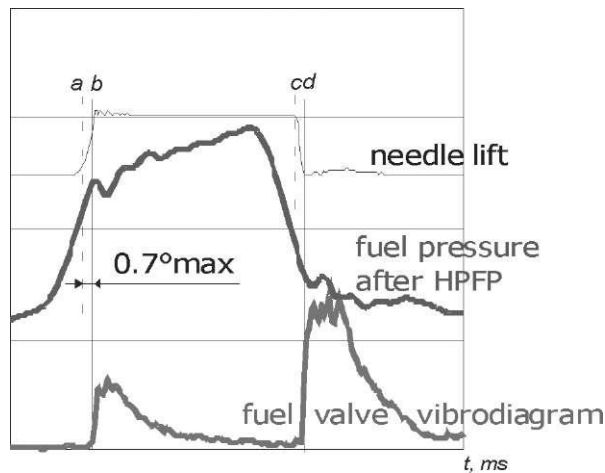


Рис. 2. Діаграми упорскування палива форсункою СОД

При нормальному технічному стані паливної апаратури форсунка генерує два імпульси (на початку й наприкінці упорскування) із чітко вираженими передніми фронтами (рис. 2). У випадку установки вібродатчика на торець форсунки, фазова відстань від переднього фронту до ВМТ характеризує дійсний кут випередження упорскування палива. При установці вібродатчика на заглушку, напроти відсічного вікна ТНВД, фазова відстань від переднього фронту віброімпульсу до ВМТ характеризує геометричний кут початку подачі палива ТНВД (кут, обумовлений по «меніскові»).

Нижче наведені приклади дефектів деталей циліндропоршневої групи, отримані з використанням системи діагностики індикаторного процесу й вібродатчиків.

При зношуванні плунжерної пари ТНВД (рис. 3) зміщається за ВМТ початок видимого згоряння pc' . Зменшується також p_z , збільшується $rexr$ і температура випускних газів.

Змінюється форма, зменшується амплітуда й зміщається вправо вібродіаграма форсунки.

а- передній фронт першого віброімпульса відповідає підйому голки форсунки.

б- передній фронт другого віброімпульса відповідає посадці голки форсунки.

Можлива фіксація відкриття випускного клапана на деяких моделях МОД.

За ранню подачу палива (Рис. 4) момент початку видимого згоряння палива pc' зміщається на лінію стиску.

Характерний перегин індикаторної діаграми в момент початку згоряння може взагалі не проявлятися. Збільшується p_z . Зменшується $rexr$ і температура випускних газів.

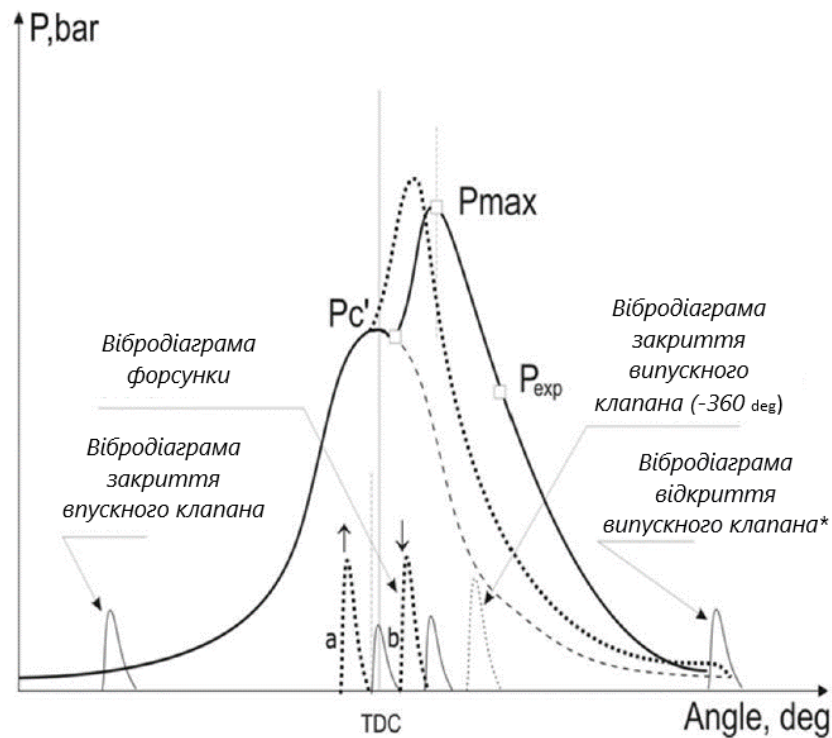


Рис. 3.Зношування плунжерної пари ТНВД
(можливо, протічка всмоктувального клапана)

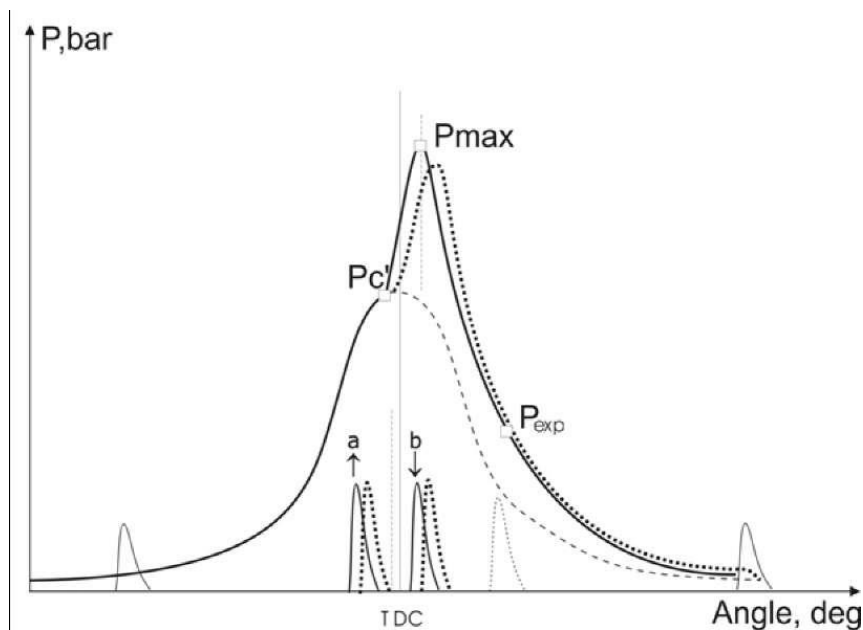


Рис . 4.Рання подача палива

Збільшується «жорсткість» робочого процесу - швидкість підвищення тиску на першій фазі згоряння. Збільшується механічна напруженість двигуна й ударні навантаження на підшипники.

Вібродіаграма форсунки зсувається вліво.

Вивід. Використання систем діагностики індикаторного процесу спільно з вібродатчиками дає можливість підвищити ефективність й інформативність одержуваних діагностичних результатів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Ивановский В.Г. Особенности мониторинга и диагностики рабочего процесса судовых среднеоборотных дизелей программно-аппаратным комплексом D4.0H/ В.Г. Ивановский, Р.А. Варбанец // Вісник СевДТУ. Вип. 87: Механіка, енергетика, екологія: зб. наук. пр. — Севастополь: Вид-во СевНТУ, 2008.С.-86-91.

УДК 629.5

Сергієнко В.В., Заблоцький Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення процесу мащення циліндрової групи судових крейцкопфних дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Суднові двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) є найпоширенішими типами теплових машин, що перетворюють енергію рідкого палива в механічну роботу і передають її на рушій. Практично 100 % транспортних суден використовують судові дизелі як головні двигуни (ГД). На всіх без винятку сучасних засобах транспорту річкового і морського флоту ДВЗ виконують функції допоміжних двигунів, забезпечуючи енергією генератори суднової електростанції. Зростаючі потреби в перевезення вантажів морськими шляхами сприяють будівництві судів підвищеного тоннажу, на яких в якості ГД встановлюють малообертові двигуни (МОД), що працюють по двохтактному циклу і передають свою корисну потужність на гвинт фіксованого кроку.

Забезпечення функціонування судових дизелів неможливо без спеціальних систем, однієї з яких є система мащення. Для МОД до її складу входять система циркуляційного мащення (що забезпечує подачу мастила до підшипників колінчастого валу, крейцкопфа та зубчастих з'єднань) та система циліндрового мащення (мастило в якій подається виключно до дзеркала циліндрової втулки). Тому забезпечення процесу мащення циліндрової групи судових дизелів є актуальним науково-прикладним завданням, розв'язання якого сприятиме функціонуванню та надійної роботи судових МОД.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним із способів підвищення циліндрової потужності судових дизелів є збільшення ходу поршня S , яке в сучасному дизелебудуванні реалізується за рахунок збільшення відносини ходу поршня до діаметру циліндра – S/D . Значення даного відносини для дизелів 2-ий і 3-ій (Mk-2 і Mk-3) модифікацій дизелів фірми MAN-B&W становило 500/1100, 620/1400, 740/1600. Ця ж величина для сучасних моделей фірми MAN Diesel & Turbo (Mk-8 і Mk-9) лежить в межах 500/2000, 600/2400, 700/2800, а в деяких моделях (G-модифікація) 500/2500, 600 / 2790, 700/3256 [1].

Однак підвищення потужності суднових дизелів за рахунок збільшення ходу поршня пов'язане з вирішенням ряду конструкційних і технологічних проблем, однією з яких є необхідність забезпечення якості мащення циліндропоршневої групи, площа поверхні якої (в зв'язку з підвищеним ходом поршня) принципово збільшується. Наприклад, для судового дизеля VTBF62 ($D=0,62$ м, $S=1,4$ м) площа внутрішньої поверхні циліндрової втулки складає $S_{\text{пов}}=2,72$ м², а для відповідного йому сучасного дизеля G60ME-C Mk9 ($D=0,6$ м, $S=2,79$ м) $S_{\text{пов}}=5,26$ м². При цьому кількість точок циліндрового мащення (кількість плунжерів лубрикатора, розташованих у втулці циліндра) залишається незмінним. Одночасно зі збільшенням ходу поршня у сучасних дизелів підвищені значення всіх показників робочого циклу, зокрема тиску наддувочного повітря p_s (з яким свіже повітря надходить в циліндр) і тиску в кінці згорання p_z , що також негативно впливає на стан тонкого масляного шару, що знаходиться на дзеркалі циліндрової втулки

Зокрема судові МОД з підвищеним відношенням ходу поршня до діаметру циліндра (довгоходові дизелі) характеризуються великим ходом розширення при тій же кількості змін напрямку руху поршня. При цьому система циліндрового мащення повинна забезпечити наявність мастильної плівки на більшій площі втулки циліндра [2, 3].

Проведений аналіз основних проблем застосування циліндрових мастил в долгоходових МОД і шляхи їх розв'язання показані в таблиці 1.

Таблиця 1.1. Використання мастил для мащення ЦПГ долгоходових крейсерських МОД

Проблема	Шлях розв'язання	Засоби вирішення
Збільшена площа змазування	Поліпшення розтікання мастила;	Базове мастило і присадки
	поліпшення змочуваності металу	
Збільшення тиску на поршневі кільця	Збільшення міцності і товщини мастильної плівки	Базове мастило і присадки
Великий час контакту з полум'ям і газами при згорянні	Забезпечення високої термічної стабільності	Базове мастило і присадки
Тенденція до корозійного зносу	Підвищення швидкості нейтралізації кислот	присадки (нейтралізатори)
Тенденція до зростання вуглецевих відкладень	Підвищення рівню миючих властивостей	присадки (детергенти)

Аналіз сучасних тенденцій розвитку МОД показує, що для забезпечення необхідної довговічності і надійності сучасних двигунів до циліндрового мастила висуваються особливі вимоги, багато в чому більш жорсткі, ніж ті, які висувалися до МОД попередніх моделей. Зокрема, вимоги до забезпечення плинності мастила і змочуваності металу набувають нового значення, якщо врахувати, що менше 1 г мастила подається в циліндр двигуна за кожен оборот колінчастого вала, при цьому площа поверхні мащення становить до 10 м^2 , а хід поршня до 4,5 м. Ці властивості повинні забезпечувати рівномірність розподілу мастила по втулці циліндра. У довгоходових МОД збільшено в порівнянні зі звичайними МОД час знаходження мастильної плівки до її поновлення на поверхні втулки, в результаті чого мастило повинне витримувати більшу термічну навантаження,

Постановка завдання. Завданням дослідження були визначення найбільш сприятливого методу, за допомогою якого можливо забезпечити режим гідродинамічного мащення циліндрової групи судових МОД.

Виклад основного матеріалу дослідження. Уявлення про режими змащування циліндрової групи можна проілюструвати з прикладу моделі, показаної на рис. 1. Гідродинамічний режим мащення спостерігається в тих

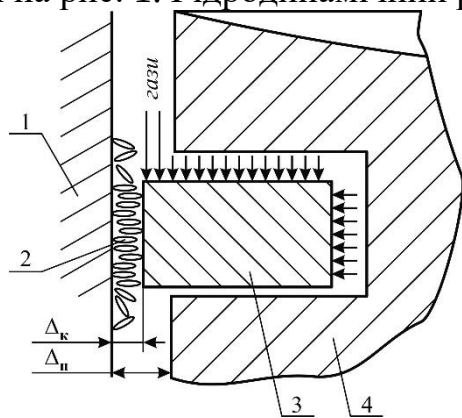


Рис. 1. Модель системи циліндрова втулка – мастильний матеріал – поршневе кільце:

- 1 – втулка циліндра; 2 – мастило;
- 3 – кільце; 4 – поршень

місцях, де мастильний матеріал поділяє поверхні поршня та втулки. У парі тертя поршневе кільце – циліндрова втулка переважним режимом тертя та мащення є граничний. Це пов'язано з тепловим розширенням кільця (завдяки наявності «кільцевого» замку), а також з виконанням кільцем компресійної дії, коли на верхню та внутрішню частину кільця діють гази, а зовнішня поверхня кільця притискається до поверхні циліндрової втулки. При цьому зазори в парах тертя поршень – втулка Δ_n та кільце – втулка Δ_k мають різне значення та

відповідають різним режимам мащення.

Основним компонентом системи, показаної на рис. 1, на який можна накладати керуючий вплив, є мастильний матеріал. Його властивості та характеристики визначаються не лише його власною структурою, а й залежать від впливу металевих поверхонь, які він поділяє. Відмінною характеристикою мастильного матеріалу, що входить у цю систему, є його здатність утворювати структурно впорядковані граничні мастильні шари, що призводить до виникнення додаткового розклинюючого тиску. При цьому забезпечується перехід від граничного режиму мащення до гідродинамічного або робота системи в граничному режимі мащення без фрикційних контактів між поверхнями [3].

Дослідження виконувались на судновому дизелі 6S60ME-C9. Для мащення циліндрової групи дизеля використовувалися моторні мастила Texaco Special HT 40 та Castrol CL 40.

Принципова схема системи цилінрового мащення дизеля наведена на рис. 2.

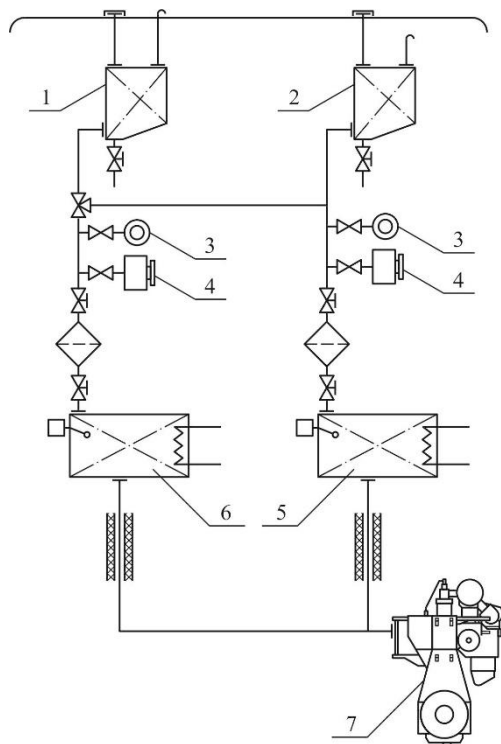


Рис. 2. Схема мащення суднового МОД:

- 1, 2 – танк лубрикаторного мастила;
- 3 – витратомір; 4 – контролер;
- 5, 6 – витратна цистерна; 7 – дизель

Наявність двох цистерн моторного мастила (позиції 1 і 2) давало можливість використання різних мастил для різних груп циліндрів. Експерименти виконувались під час океанського переходу судна тривалістю 11...12 днів тільки на усталених режимах роботи дизеля. Постійність навантаження на дизель визначалося незмінною частотою обертання колінчастого валу та постійною цикловою подачею палива. Протягом усього експерименту судновий дизель 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo працював на одному сорті палива RMC350 (з вмістом сірки 0,37 %). Подача мастила Castrol CL 40 здійснювалася в циліндри 1-3, а мастила Texaco Special HT 40 – в циліндри 4-6. Попередніми дослідженнями з визначення структурних характеристик моторних мастил було встановлено, що товщина впорядкованого (граничного) мастильного шару для мастила Texaco Special HT 40 складає 13,6 мкм, для мастила Castrol CL 40 – 15,4 мкм.

Непряму оцінку режимів тертя та мащення, що перебігають у трибологічній системі втулка циліндра – мастильний шар – поршневе кільце, можна виконати за аналізом відпрацьованого мастила, що надходить у підпоршковий простір дизеля. Циліндрова група дизелів відноситься до об'єктів постійного контролю технічного стану. Виконання візуальних інспекцій циліндрових

втулок не завжди є можливим. Насамперед, це пов'язано з періодом безперервної роботи головних двигунів морських суден (наприклад, тривалість океанських переходів може досягати 20 ... 30 діб), і також з великими витратами на їх виконання. Тому для діагностування технічного стану циліндрових втулок застосовуються непрямі методи. Найпоширенішим і доступним для умов морського судна є визначення залишкового лужного числа (base number – BN) і кількості металевих домішок в мастилі. Відбір проб мастила та їх подальший аналіз виконувався в судновій технічній лабораторії фірми Cylinder Scrape-Down Oil Analysis через кожні 20 годин роботи дизеля відповідно до рекомендованих технологій та послідовності. При цьому для кожного циліндра дизеля встановлювалося своє значення подачі циліндрового мастила. Відхилення її величини за циліндрами не перевищувало 5 % від середнього значення. З підпоршневого простору кожного циліндра виконувався відбір проб відпрацьованого мастила з наступним визначенням в судновій технічній лабораторії вмісту в мастилі наступних компонентів: PQI (Particle Quantity Index), Fe (Iron), V (Vanadium), Ni (Nickel), Si (Silicon) та BN. Результати досліджень узагальнено на рис. 3.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведені дослідження дозволяють зробити такі висновки.

Тонкі шари моторних масел (які поділяють поверхні тертя та забезпечують гідродинамічний або граничний режим мащення трибологічних систем судових дизелів) характеризуються впорядкованою структурою молекул.

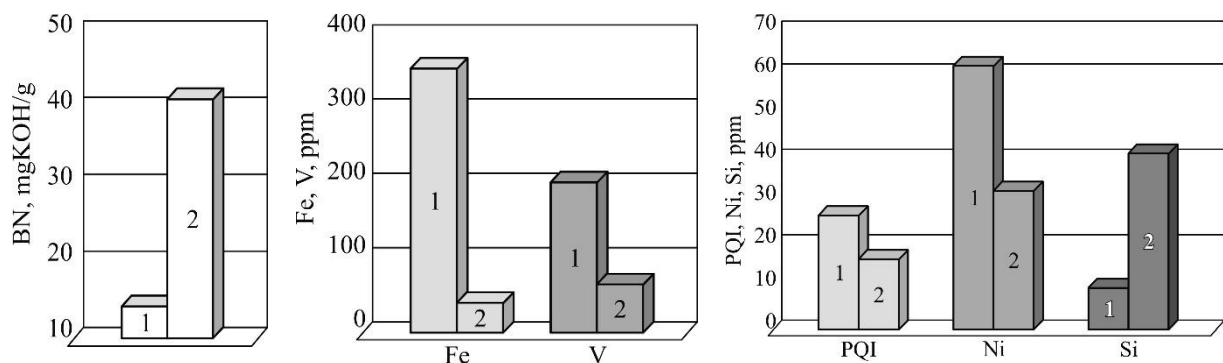


Рис. 3. Значення BN (base number), Fe (Iron), V (Vanadium), PQI (Particle Quantity Index), Ni (Nickel), Si (Silicon) в пробах відпрацьованого мастила судового дизеля 6S60ME-C9:

1 – під час використання моторного мастила Texaco Special HT 40;

2 – під час використання моторного мастила Castrol CL 40

Оцінку зносу деталей циліндрової групи доцільно виконувати за кількістю механічних домішок, які надходять у моторне мастило, і залишковим лужним числом моторного мастила. За допомогою експериментальних досліджень, виконаних на судовому дизелі 6S60ME-C9, було встановлено, що моторні мастила, структура граничних шарів, які характеризуються більшою товщиною граничного шару, забезпечують менший знос деталей дизеля. Для моторного мастила Castrol CL 40 (з товщиною граничного шару 15,4 мкм) забезпечується 7,5 ... 8,3 кратне зниження домішок заліза, 3,5 ... 3,8 кратне зниження

домішок ванадію, 1,6 ... 1,8 кратно зниження домішок нікелю в порівнянні з моторним мастилом Техасо Special HT 40 (з товщиною граничного шару 13,6 мкм).

Таким чином, гідродинамічний режим змащування в трибологічних системах суднових дизелів (зокрема циліндрової групи) можливо забезпечити за рахунок керованого впливу на граничний шар моторного мастила, який розділяє поверхні, що контактують.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАННОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 69 - 80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

2. Sagin, S.; Madey, V.; Sagin, A.; Stoliaryk, T.; Fomin, O.; Kučera, P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels. Journal of Maritime Science & Engineering. – 2022. – Vol. 10. – 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>

3. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108 - 119.

УДК 629.5

Зіканін О.А., Заблоцький Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення якості очистки моторних мастил суднових середньообертових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Основною тенденцією в розвитку суднових дизелів є підвищення їх циліндрової та агрегатної потужності, а також техніко-економічних показників, що багато в чому залежить від якості моторних мастил, які забезпечують процеси мащення та охолодження. Рациональне використання моторних мастил припускає в першу чергу їх обґрунтований вибір з урахуванням конструктивних особливостей дизеля і умов експлуатації, а також зниження витрати мастил на вигар і заміну. Правильно і обґрунтовано вибраний сорт моторного мастила, кваліфікаційне обслуговування систем змащення, догляд за технічним станом деталей і елементів двигуна в значній мірі сприяють підвищенню надійності, довговічності і економічності суднових дизелів. [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Суднові енергетичні установки (СЕУ) – головні та допоміжні, є порівняно невеликими споживачами мастильних матеріалів в загальному обсязі світового транспортно-енергетичного комплексу [2]. При цьому слід підкреслити, що моторні мастила (ММ), які використовуються в судових двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ), найбільшою мірою леговані присадками і відрізняються великим запасом якості за своїм первинним властивостям. Середній вміст присадок в судових мастилах в кілька разів перевищує цей показник по ММ, застосовуваним в інших сферах техніки і енергетики [3]. Це пов'язано в першу чергу зі специфікою експлуатації судової техніки: високими температурними і механічними напруженнями в зонах контакту; неминучістю попадання в ММ палива, води і механічних домішок; роботою при різних параметрах навколишнього середовища і т.і. Все це обумовлює виключно високий рівень вимог до властивостей мастил [4].

В даний час провідними в області розробки моторних мастил є міжнародні нафтові компанії (Mobil oil, Shell, ESSO, Castrol, BP, Chevron Техасо та ін.). Між ними ведеться гостра конкурентна боротьба за ринки збуту нафтопродуктів. Тому дослідні центри компаній постійно вишукують шляхи поліпшення якості мастил за рахунок вдосконалення їх складу. Особлива увага приділяється питанням економії ММ в процесі їх застосування на судах, а також перспективам регенерації їх експлуатаційних властивостей [5].

У комплекс заходів, здатних привести до підвищення експлуатаційної надійності судових дизелів, входить ефективна регенерація експлуатаційних характеристик мастильних матеріалів. Одним з методів, що забезпечують процес регенерації експлуатаційних властивостей ММ, є їх фільтрація.

Постановка завдання. Метою дослідження є розробка комплексу науково-технічних рішень, які б скорочували експлуатаційні витрати ММ в судових середньообертових дизелях та підвищували надійність і ресурсні показники ММ при використанні важких високо в'язких палив.

Виклад основного матеріалу дослідження. Зростання циліндрової і агрегатної потужності, повна автоматизація судових ДВЗ, тривала їх експлуатація без розбирання з діагностикою залишкового ресурсу, застосування довго працюючого ММ зі зміною по бракувальним показникам, визначили першочерговість створення комбінованої системи тонкого очищення мастила (КСТОМ) з високими функціональними властивостями. Широко розповсюдженні повно потокові фільтри тонкого очищення мастила (ФТОМ) не задовольняють вимогам форсованих ДВЗ до якості очищення ММ через характерні для них суперечності між тонкістю відсіву і терміном служби фільтруючих елементів (ФЕ), повнотою (інтенсивністю) очищення від нерозчинених домішок (НРД) і надійністю захисту двигуна від великих і, отже, найбільш небезпечних механічних домішок.

Структурна схема, що відображає принципи підвищення ефективності комбінованого тонкого очищення мастила в ДВЗ, надана на рис. 1 [2].

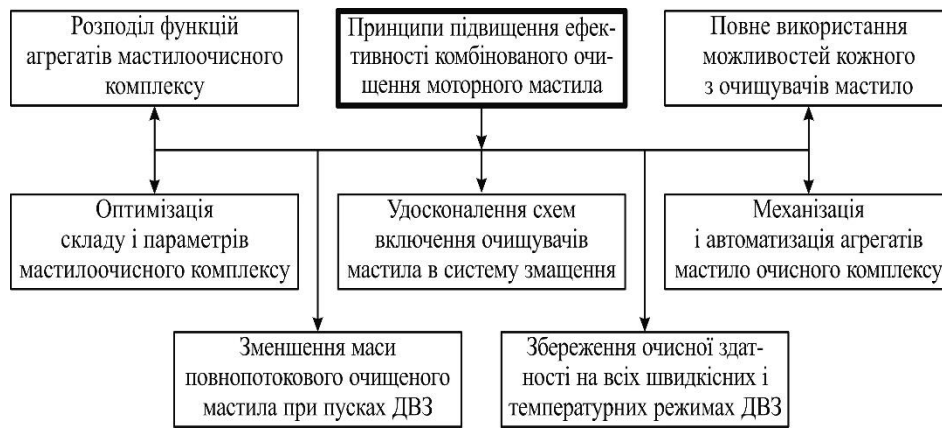


Рис. 1. Принципи підвищення ефективності комбінованого тонкого очищення мастила в ДВЗ

Рациональність і необхідність очищення ММ комбінованим фільтруванням в ДВЗ неодноразово підтверджувалася на практиці. Однак цей напрямок не отримало розвитку через широкомасштабного впровадження ФТОМ з заміною в більшості випадків морально застарілих щілинних частково-поточних фільтрів центрифугами.

Практика комбінованого фільтрування реалізована в основному використанням в повно поточних ФЕ крупно- і дрібнопористих вставок. У першому випадку незначно поліпшується гідраліка ФТОМ, у другому - глибина очищення мастила від дрібнодисперсних забруднень.

Особливість комбінованої очистки ММ в ДВЗ полягає в використанні окремих агрегатів для повно- і частково потокового очищення (рис. 2, а). Комбіноване очищення в одному корпусі фільтра надано на рис. 2, б, в [5].

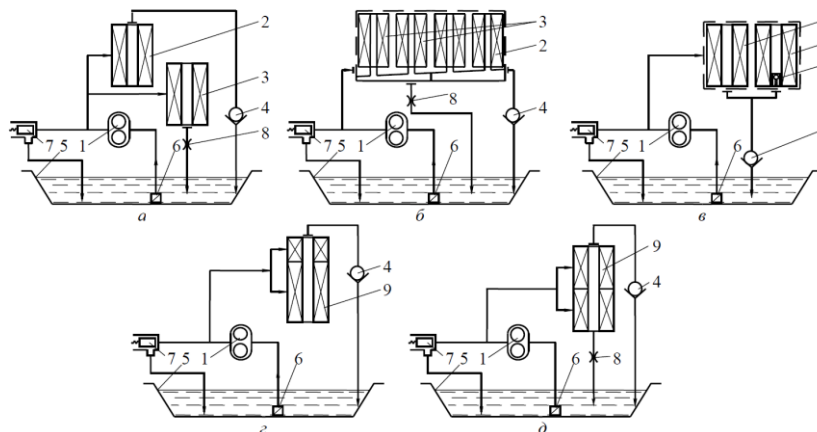


Рис.2. Схеми включення очищувачів в систему змащення двигуна при комбінованому фільтруванні мастила: а – комбінована система очищення мастила з ФЕПП і ФЕЧП; б, в – системи очищення з комбінованими фільтрами; г, д – системи з ФЕППК і ФЕК 1 – мастильний насос; 2 – ФЕПП; 3 – ФЕЧП; 4 – головна магістраль; 5 – картер або стічна цистерна двигуна; 6 – приймальник мастила; 7 – перепускний клапан; 8 – дросель; 9 – комбінований фільтруючий елемент; 10 – допоміжний фільтруючий елемент; 11 – регулюючий клапан

Модернізація фільтрів полягає в установці в його корпусі (основані) додаткової перегородки, яка формує порожнини повно- і частково поточного фі-

льтрування, які відповідно замикаються на основний і байпасний контури циркуляції мастила в системі змащення дизеля. У варіанті б частково потокові ФЕ байпасується на скидання очищеного мастила в картер, в варіанті в - допоміжний елемент 10 знаходиться в резерві і підключається через регулюючий клапан 11 на повно потокове фільтрування при забрудненні основного елемента 2.

Схеми рис. 2, г, д передбачають використання комбінованих ФЕ. Вони застосовуються як для збільшення пропускної здатності повно поточних ФЕ (див. рис. 2, г) при крупно пористої вставці, так і для збільшення інтенсивності очищення мастила від НРД за рахунок використання дрібно пористої вставки шляхом байпасного включення её в систему мащення зі скиданням відфільтрованого мастила в картер, або стічну цистерну двигуна (див. рис. 2, д).

Комбіноване фільтрування ММ може здійснюватися в суднових дизелях з циліндровою потужністю від 4 до 5000 кВт. Для цієї мети запропоновано використовувати п'ять типорозмірів ФЕ з об'ємом від 0,6 до 10,2 дм³.

Комбіноване фільтрування мастила здійснюється за комбінованою повно-і частково потокової схемами. Агрегати ФПП і ФЧП встановлювалися в системах змащення дизелів окремо і поєднувалися в очищувачі ФМК шляхом спільного використання ФЕПП і ФЕЧП. Комбіновані ФЕ не використовувалися, тому що їх застосування не дає значного збільшення ефективності очищення ММ.

Моторна ефективність повно-потокового та комбінованого фільтрування мастила у дизелі надану у вигляді таблиці 1.

Таблиця 1. Моторна ефективність повно-потокового та комбінованого фільтрування мастила у дизелі

Показник	Повно-потокове фільтрування	Комбіноване фільтрування
1	2	3
Стан моторного мастила		
Концентрація НРП, %, загальних зольних	1,8±0,3 0,48±0,07	1,3±,2 0,32±0,05
Лужність мастила, мгКОН/г	7,4±1,2	12,5±1,6
Ступінь окислення, %	9,0±1,1	6,9±0,8
Вміст смол, %	11,5±1,2	7,5±0,06
Вміст присадок, %	18±2	33±3
Інтенсивність (швидкість) старіння мастила		
Потрапляння НРП, гр/год	22,4±3,2	18,7±2,4
Спрацювання присадок, гр/год	51,4±6,2	38,7±4,2
Окислення, гр/год	58±7	45±6
Робота очищувачів мастила		
Інтенсивність очищування від НРП, гр/год загальних зольних	72±8 101±9	340±42 420±56

1	2	3
Термін служби ФЕ, тис. год. повно-потоккових частково-потоккових	0,83±0,22 —	1,32±0,15 0,76±0,1
Швидкість зношування		
Поршневі кільця, гр/1000год	9,1±1,3	5,8±0,7
Циліндрові втулки, мкм/1000год	18,6±1,9	12,4±1,7
Вкладені мотильових підшипників, мг/1000год	158±16	126±14
Мотильові шейки колінчатого валу, мкм/1000год	12,6±1,3	9,8±0,9

Висновки і перспективи подальших досліджень. В результаті проведених досліджень зробимо наступні висновки:

1) висока ефективність комбінованого фільтрування досягається розмежуванням функцій очищення мастила між використовуваними агрегатами; при цьому фільтруванням повного потоку здійснена надійний захист двигуна від небезпечних абразивних частинок з високою (25...40 мкм) тонкістю їх відсіву і частково поточним фільтруванням значно підвищена інтенсивність очищення мастила від дрібнодисперсних НРД, що гальмує старіння ММ;

2) створення комбінованих фільтрів для системи очищення мастила здійснювалося на основі використання наступних принципів:

- розмежування функцій очищувачів повного і часткового потоків;
- підбору порових структур повно- і частково поточних ФЕ, що забезпечують саморегулювання відсіву НРД різної дисперсності;
- зниження «грязьового» навантаження на повно поточковий ФЕ для тривалого функціонування їх при високій тонкощі відсіву з низьким гідравлічним опором, що сприяє високому терміну їх служби;
- підвищення інтенсивності очищення і грязьємності частково поточних ФЕ оптимізацією їх порової структури для досягнення високої повноти відсіву мастила від дрібнодисперсного забруднювача;

3) основні напрямки в підвищенні ефективності комбінованої очистки ММ складаються в:

- підборі на підставі виконаних розрахунків параметрів ФЕ елементів повного і часткового потоків, що забезпечують їх повну взаємодію при спільному фільтруванні ММ;
- поліпшення фільтрувальних, гідравлічних і грязьємностних характеристик ФЕ;
- підвищенні терміну служби і функціональних показників фільтрувальних матеріалів і елементів при їх використанні;
- зниженні масо габаритних показників ФЕ зі збереженням їх експлуатаційних характеристик;
- збільшенні надійності роботи ФЕ, конструктивними і технологічними методами;
- зниженні працюємності обслуговування ФЕ.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S. V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 195-202. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991.
2. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2 (61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.
3. Заблоцький Ю. В. Підвищення економічності роботи суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 12-16. DOI : 10.31653/smf340.2020.12-16.
4. Сагін С. В. Зниження механічних втрат у суднових середньообертових дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць. – 2020. – Вип. 1(61). – С. 87-96. doi.org 10.47049/2226-1893-2020-1-87-96.
5. Sagin, S.; Madey, V.; Sagin, A.; Stoliaryk, T.; Fomin, O.; Kuřcera, P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // Journal of Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10. – 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse1010137>.

УДК 629.5

Дзюба О.О., Заблоцький Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підтримка функціональних характеристик багатокомпонентних технічних рідин під час їх транспортування суднами морського транспорту

Постановка проблеми в загальному вигляді. Перевезення, що виконуються суднами морського транспорту, не обмежуються насипними, наливними та об'ємними вантажами. Поряд із судами класів Bulk Carrier, Oil Product/Crude, Oil/Chemical Tanker, Container Ship існує клас спеціалізованих суден Platform Supply Vessels (PSV). Головне призначення PSV – постачання нафтовидобувних платформ паливом та мастилом, необхідними для роботи енергетичної установки бурової платформи, а також спеціальним обладнанням та технічними рідинами, які необхідні для виробничого процесу видобутку нафти. Щоб забезпечити максимальну продуктивність буріння, а також тривалий час підтримувати функціональні властивості бурильних суспензій, до складу суспензій (основу якого становлять вуглеводні) вводять спеціальні реагенти (наприклад, розчини солей NaCl, KCl, CaCl₂, MgCl₂, а також кремній

органічні сполуки). Зміст легованих компонентів у загальній масі бурильної суспензії може становити 10...15 %, а їхня питома вага перевищує питому вагу вуглеводневої основи, в яку вони вводяться [1]. Знаходження бурильної суспензії у статичному стані під час її транспортування з берега на нафтову платформу призводить до поступового осадження більш важких реагентів на дно вантажного танка. Це призводить до стратифікації густини бурильної суспензії по глибині вантажного танка та зниження її седиментаційної стійкості. Крім того, осадження важких компонентів бурильної суспензії є причиною підвищення гідравлічного опору під час її перекачування з вантажного танка судна на бурову платформу, а в деяких випадках може призвести до пошкодження вантажних насосів. Подальше видалення осаду з вантажних танків проводиться механічним способом і вимагає додаткових витрат енергії та часу, і перше і друге збільшує фінансові витрати та знижує економічні показники роботи суден PSV.

Тому підтримання експлуатаційних характеристик бурильних суспензій під час їх транспортування морськими суднами класу PSV є актуальним прикладним науково-технічним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Підтримка функціональних характеристик бурильних суспензій забезпечує надійне функціонування обладнання та безперервність процесу видобутку нафти. Найчастіше вивчення цих питань відбувається для континентальних родовищ, тобто для умов, які не враховують специфіку транспортування та передачі бурильних суспензій на морські чи океанські бурові платформи [2]. Питання забезпечення функціональних властивостей та експлуатаційних характеристик технічних рідин, якими є бурильні суспензії, стосовно морської галузі практично не вивчені. Латентне погіршення їх густини та седиментаційної стійкості не завжди може бути визначено, оцінено та усунуто судновим екіпажем. Правила їх транспортування, а також регулювання густини бурильної суспензії та підтримання значення густини з допустимим діапазоном неузгодженості не мають підтверджених практичних рекомендацій [3, 4].

Постановка завдання. Мета дослідження – розробка способу автоматичного регулювання седиментаційної стійкості бурильної суспензії під час її транспортування у вантажних танках суден класу PSV. Це забезпечить:

- підтримку функціональних властивостей бурильної суспензії;
- мінімізацію утворення осаду важких компонентів, якими легована бурильна суспензія;
- зниження додаткового споживання енергії, пов'язаного із постійною роботою циркуляційних насосів, та скорочення часу перекачування бурильної суспензії з вантажних танків судна на нафтовидобувну платформу.

Виклад основного матеріалу дослідження. Підтримка експлуатаційних характеристик робочих (паливо, мастило) та технічних (мастильно-охолоджувальні розчини, бурильні суспензії) рідин забезпечується шляхом їх додаткової гідродинамічної, ультразвукової та хімічної обробки. Під час гідродинамі-

чній обробці потік рідини піддається ударним силовим навантаженням змінної частоти з одночасним збільшенням швидкості та зміною напрямку її руху. Це сприяє розриву молекулярних зв'язків між елементами дисперсної фази та підтримці дисперсності та однорідності всього об'єму рідини [3]. Під час ультразвукової обробки у потоці рідини відбувається імпульсне підвищення та зниження тиску в локальних обсягах рідини. При цьому, за рахунок виникнення кавітаційних процесів виникають додаткові турбулентні потоки, які підвищують однорідність і запобігають розшаруванню рідини. У разі використання хімічної обробки обсяг рідини вводяться додаткові реагенти, які за рахунок міжмолекулярних взаємодій забезпечують підтримку однорідності рідини на потрібному рівні протягом періодів зберігання і транспортування. Наведені способи вирішення проблеми підтримки густини та седиментаційної стійкості технічних рідин застосовуються для палив та мастил, які використовуються в суднових енергетичних установках морського та внутрішнього водного транспорту [4].

Порушення технології гідродинамічної або ультразвукової обробки технічних рідин (зокрема бурильних суспензій) може призвести до надмірного подрібнення дисперсної фази та подальшого зниження їх триботехнічних характеристик. Це згодом негативно впливатиме на процес буріння [1]. Під час хімічної обробки в складі бурильних суспензій залишаються реагенти, які можуть надавати корозію або руйнівний вплив на металеві або синтетичні елементи системи буріння та циркуляції бурильної суспензії на нафтовидобувній платформі, негативно впливати на екологію, а також підвищувати рівень механічних втрат.

Судна класу PSV відносяться до середньошвидкісного класу (їхня максимальна швидкість, як правило, не перевищує 12...13 вузлів). Тому тривалість їх переходу (а, відповідно, час транспортування бурильної суспензії) від порту до нафтової платформи становить 2...3 дні. Крім того, можливі випадки, коли деякі експлуатаційні та технологічні причини, а також несприятливі погодні умови спричиняють необхідність дрейфу або стоянки біля бурових платформ. Тривалість цього проміжку часу може коливатися від кількох годин до 5...7 днів.

Саме в таких умовах працювало спеціалізоване морське судно класу PSV водотоннажністю 7320 тонн, на якому виконувались дослідження. Конструкція судна передбачала прийом та транспортування бурильної суспензії у чотирьох вантажних танках, попарно розташованих на лівому та правому борту судна. Відмінність габаритних розмірів вантажних танків (довжини, ширини та глибини) один від одного не перевищувала 0,1%. Також практично однаковою була об'ємна кількість бурильної суспензії, яка в них транспортувалася. Як спосіб, що знижує стратифікацію щільності бурильної суспензії, можливе використання додаткової циркуляції суспензії між танками (рис. 1). При цьому додаткові циркуляційні насоси 5 і 6 здійснюють перекачування бурильної суспензії з нижньої частини танків 3 і 4 у верхню частину танків 4 і 3.

Судова система транспортування бурильної суспензії додатково комплектувалася системою автоматичного регулювання густини бурильної суспензії, до складу якої входили ноутбук 1, на який передавались показання ареометру 2) та мікроконтролер 7.

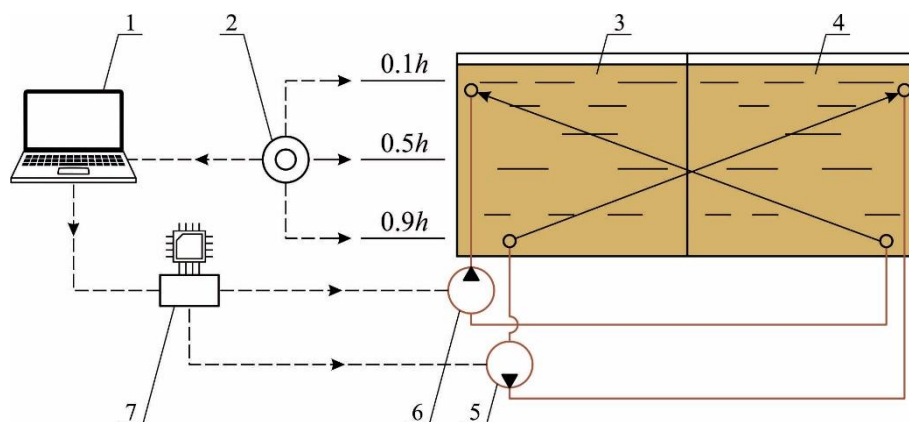


Рис. 1. Забезпечення додаткової циркуляції бурильної суспензії у вантажних танках судна та технологія проведення експериментальних робіт:

1 – ноутбук; 2 – ареометр; 3, 4 – вантажні танки для перевезення бурильної суспензії; 5, 6 – додаткові циркуляційні насоси, 7 – мікроконтролер

Зміна структурного стану бурильної суспензії оцінювалося шляхом вимірювання її густини на рівнях, що відповідають 10, 50 і 90 % загальної глибини танка. Для вимірювання густини використовувався занурювальний ареометр (позиція 2 на рис. 1), що дозволяє виконувати вимірювання в діапазоні $650 \dots 1630 \text{ кг/м}^3$ з точністю $\pm 1 \text{ кг/м}^3$ [5]. На кожному з рівнів виконувалось по шість вимірів, отримані таким чином значення усереднювалися. Також усереднювалися значення густини на рівні $0,1h$, $0,5h$, $0,9h$ (де h – глибина танку) в попарно розташованих з кожного борту судна танках (у двох з яких транспортування бурильної суспензії виконувалося без примусової циркуляції, у двох – з примусової циркуляцією). Цикл вимірювань густини та подальша фіксація отриманих значень у програмі ноутбука не перевищували 10 хв.

Седиментаційна стійкість бурильної суспензії оцінювалася як зміна вертикальної густини поблизу поверхні та донної частини вантажного танку

$$\Delta\rho = \frac{\rho_{90} - \rho_{10}}{\rho_{90}} 100\%, \quad (1)$$

де ρ_{90} , ρ_{10} – густина бурильної суспензії на рівнях $0,9h$ та $0,1h$ відповідно (рис. 1).

Великі значення $\Delta\rho$ відповідають збільшенню кількості осаду легованих елементів, більш високому ступеню розшарування бурильної суспензії та зниженню її седиментаційної стійкості.

Значення седиментаційної стійкості було вхідним параметром для контролера 7, який забезпечував включення / вимкнення насосів примусової циркуляції 5 та 6 (рис. 1). Дослідження виконувались за умови постійних зовнішніх обурень (зокрема при хвилюванні моря менше 3 балів за 12-бальною шка-

лою) під час руху судна та очікування підходу до бурової платформи. Морський перехід PSV відбувався без зміни стійкості, тому висота рівня бурильної суспензії в вантажному танку вважалася постійною. Зміна температури бурильної суспензії під час її транспортування не перевищувала $\pm 1^\circ\text{C}$, що не впливало на коефіцієнт лінійного розширення та не призводило до збільшення її обсягу у вантажному танку. Експериментальні дослідження виконували протягом 48 годин, інтервал вимірювання густини бурильної суспензії становив 6 годин. Оброблені результати експерименту наведені на рис. 2.

Програмований мікроконтролер (позиція 7 на рис. 1) був налаштований таким чином, що при досягненні стійкості седиментації значення 7 % відбувалося включення циркуляційних насосів (позиції 5 і 6 на рис. 1). Примусова циркуляція сприяла зниженню розшарування суспензії бурильної і відновленню її однорідності. При досягненні седиментаційної стійкості величини 2 % програмований мікроконтролер (позиція 7 на рис. 1) здійснював вимкнення циркуляційних насосів (позиції 5 та 6 на рис. 1). Це забезпечувало зниження витрати енергії на їхню роботу та підвищувало конструктивний коефіцієнт енергетичної ефективності судна [3, 5].

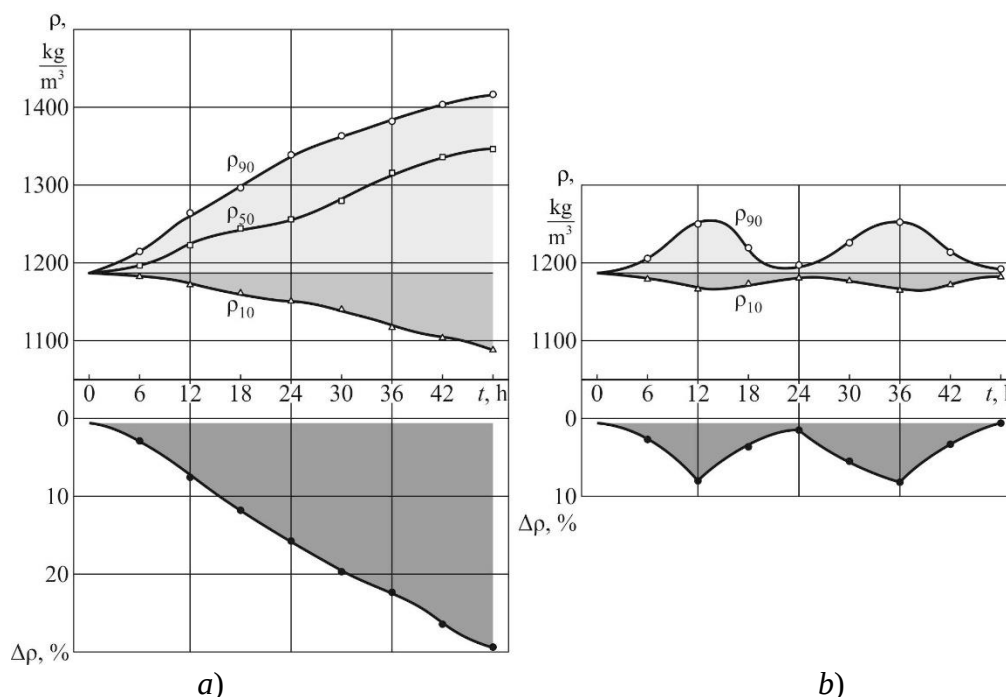


Рис. 2. Зміна густини, ρ , та седиментаційної стійкості, $\Delta\rho$, бурильної суспензії в залежності від часу:

a – транспортування без модернізації конструкції системи, *б* – транспортування з додатковою Х-подібною циркуляцією

Висновки і перспективи подальших досліджень. Дослідження, що проведені в системі транспортування бурильної суспензії морського судна класу PSV водотоннажністю 8820 тонн, дозволяють зробити такі висновки.

1. Під час транспортування бурильної суспензії відбувається її розшарування, збільшення густини в донній частині вантажного танка та зменшення

на поверхні танка. Експериментально підтверджено, що за умовою 48-годинного транспортування відбувається:

- збільшення густини бурильної суспензії в донній частині до 19,7%;
- зменшення густини на поверхні – до 7,8 %;
- зниження седиментаційної стійкості бурильної суспензії за глибиною вантажного танка – до 29,85%.

2. Одним з методів, що запобігають розшарування бурильної суспензії та утворення осаду з важких компонентів, якими вона легована, а також автоматичного регулювання її седиментаційної стійкості є створення додаткової Х-подібної циркуляції бурильної суспензії між рядом розташованими вантажними танками. Використання програмованих мікроконтролерів (які виконують увімкнення / вимкнення циркуляційних насосів) можливе забезпечення наступних умов транспортування бурильної суспензії:

- збільшення густини бурильної суспензії в донній частині до 0,3 %;
- зменшення густини на поверхні – до 0,25 %;
- зниження седиментаційної стійкості суспензії бурильної по глибині вантажного танка – до 8 01 %.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Карьянский С.А. Обеспечение эксплуатационных характеристик высокоплотных технических жидкостей при их транспортировке морскими судами / С.А. Карьянский, Д.Н. Марьянов // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць, 2020. – Вип. 1(61). – С. 97-105. doi.org/10.47049/2226-1893-2020-1-97-105.

2. Maryanov D. Development of a method for maintaining the performance of drilling fluids during transportation by Platform Supply Vessel / D. Maryanov // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – №5(2(61)). – С. 15-20. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239437>.

3. Карьянский С.А. Регулирование плотности бурильной суспензии при ее транспортировке судами класса Platform Supply Vessels / С.А. Карьянский, Д.Н. Марьянов // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 52 - 62. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-52-62.

4. Maryanov D. Control and regulation of the density of technical fluids during their transportation by sea specialized vessels / D. Maryanov // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. – № 1(2(63)). – Р. 19-25. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.252336>.

5. Мар'янов Д.М. Удосконалення системи зберігання та циркуляції бурильної суспензії на суднах типу Platform Supply Vessel / Д.М. Мар'янов // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 54 - 68. doi: 10.31653/smf343.2021.54-68.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності процесу очищення суднових важких палив

Постановка проблеми в загальному вигляді. Найважливішими експлуатаційними характеристиками суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) є показники надійності, паливної економічності та екологічної безпеки, що залежать від комплексу конструктивних та експлуатаційних факторів. Один із найбільш суттєвих факторів – якість дизельного палива. Фізичні та хімічні властивості палива впливають на процеси сумішоутворення та згоряння в циліндрах дизелів, повноту вигорання палива, паливну економічність, вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах двигуна, ресурс паливної апаратури та деталей циліндропоршневої групи. Найбільш поширеним способом забезпечення необхідних властивостей дизельного палива є підготовка до згоряння в циліндрі дизеля [1].

Накопичений досвід і аналіз роботи ДВЗ, які виконують функції головних / допоміжних двигунів суден морського та річкового флоту і експлуатуються на важких сортах нафтового палива, а також результати моніторингу думок фахівців-двигунобудівників свідчать про те, що якість палива може виявитися причиною ряду неполадок: підвищеного утворення вуглецевих відкладень на деталях циліндро-поршневої групи (ЦПГ) ДВЗ і в відцентрових сепараторах, інтенсифікації корозії і подальшого прогара випускних клапанів і їх сідел, погіршення процесу згоряння, підвищення температури випускних газів. Можуть виникати і такі проблеми, як зношування поршневих кілець, інтенсивне утворення відкладень на поршні, порушення гідравлічної щільності в прецизійних парах паливної апаратури високого тиску.

Поглиблення переробки нафти неминуче супроводжується збільшенням концентрації в паливі продуктів вторинних процесів. В останніх міститься значна кількість небажаних з'єднань, що погіршують експлуатацію дизельних двигунів. Цей же недолік характерний і для палив, що отримуються з альтернативної сировини. Пристосування дизелів до роботи на паливі низької якості з одночасним підвищенням їх надійності і економічності - важливе завдання, що виникає при експлуатації ДВЗ суден морського та річкового транспорту. Існують різні технологічні і технічні способи, спрямовані на її рішення. Одним з них (найпоширенішим на судах морського та внутрішнього водного транспорту) є очищення важкого палива.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз досліджень з підготовки суднового палива до його спалювання в циліндрі дизеля показує, що на теперішній час традиційні методи очищення палива (відстоювання, сепарації, фільтрація) вичерпали свої потенційні можливості, тому використання лише цих методів не дозволяє принципово змінити процес очищення палива та під-

вищити глибину його використання [2, 3]. Тому на сучасних судах морського та внутрішнього водного транспорту поширюється впровадження додаткових способів очищення палива, які, як приклад, використовують властивості адсорбції, абсорбції, хімічного збагачення та інші, але виростання подібних додаткових методів очищення палива, не завжди можливо в судновій енергетиці [4].

Постановка завдання. Використання в суднових дизельних енергетичних установках нафтових палив погіршеної якості (таких, що за температурою 20°C мають густину до 950...980 кг/м³ та в'язкість до 750 сСт) вимагає під час їх підготовки використовувати додаткові методи, які сприятиме підвищенню ефективності процесу очищення суднових важких палив. При цьому подібні методи повинні легко «вбудовуватися» в судову систему підготовки палива, характеризуватися ефективністю та бути безпечними для судового обладнання та екіпажу.

Виклад основного матеріалу дослідження. Електричні властивості палив і водо-паливних емульсій характеризують три параметри: діелектрична проникність ϵ , Ф/м, питома електропровідність σ , см/м, і напруженість пробією $E_{пр}$, В/см.

Дистилятні палива, як правило, містять незначну кількість неуглеводних домішок, вплив яких на електричні властивості палива незначний. У важких суднових паливах асфальто-смолисті домішки, а особливо металеві компоненти, істотно змінюють їхні електричні властивості.

Електрична провідність суднових важких палив також змінюється за умовою потрапляння до них води. Чиста дистильована вода – полярний діелектрик. У випадку наявності солей у воді, що характерно для умов експлуатації суден морського транспорту та систем підготовки палива суднових дизелів, провідність води різко міняється. Існує однозначний зв'язок між солоністю і питомою електропровідністю води. Солоність вимірюється числом грамів солі, розчинених у 1 л води (%). Солоність морської води у Світовому океані може досягати 36...38%, що змінює її питому електропровідність до $\sigma=5...6$ см/м, тобто в порівнянні з прісною водою провідність зростає на шість порядків. Розчинена в паливі вода ніколи не буває чистої, тому її питома електропровідність підвищується на три-чотири порядку і досягає значень $\sigma=0,04...0,1$ см/м.

Зі збільшенням температури води росте її питома електропровідність. Аналітична залежність електропровідності води від температури може бути представлена наближеною формулою

$$\sigma = 0,055 + 0,018t + 0,08S + 0,002S_t;$$

де S – солоність води при температурі 20°C, %,

t – температура води, °C;

S_t – солоність води температури t , %,

Підвищення змісту води в паливі приводить до збільшення середнього значення діелектричної проникності і зростанню питомої електропровідності.

Таким чином, з огляду на різні електричні властивості самого палива і домішок, що знаходяться в ньому, (насамперед механічних і води), можливо робити обробку палива за допомогою електричного поля. При цьому чисте паливо, яке є діелектриком, не буде піддаватися впливові електричних полів, а механічні домішки і вода під впливом цих полів і додаткових технічних засобів можуть виводитися з палива.

Очищення важких палив за допомогою електричних полів може здійснюватися у режимах сепарації або фільтрації.

Системи електродів, за допомогою яких можуть створюватися електричні поля, надзвичайно різноманітні. Однак не кожна із цих систем може бути використана в сепараторах, які використовують електричне поле. Необхідність відводу очищеного палива та води вимагає часто сполучення різних функцій в одному конструктивному елементі: вивідних патрубків і електродів, електродів і корпусу і т.і. [5, 6].

На рис. 1 представлено схематичний розріз сепаратора, що очищує паливо за допомогою електричного поля, де для поділу водо-паливної емульсії використовується неоднорідне електричне поле. Це поле створюється двома взаємно перпендикулярними електродами: штировим і пластинчастим з отворами. Робоча область сепаратора утворюється двома сполученими сферами, між якими й розташовується штировий електрод. Для усунення перенапруг під штировим електродом розміщується діелектрична вставка.

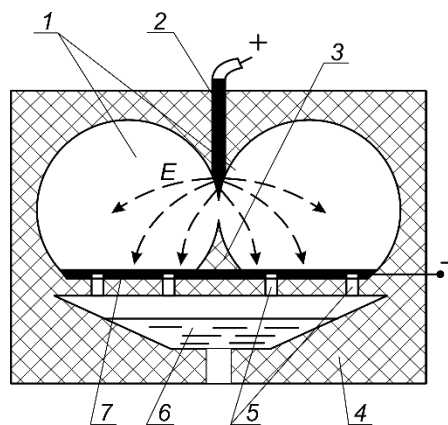


Рис. 1. Схематичний розріз сепаратора, що очищує паливо за допомогою електричного поля, зі штировим електродом:

- 1 – робоча область із паливом; 2 – штировий електрод; 3 – діелектрична вставка;
- 4 – діелектричний корпус сепаратора; 5 – отвору для проходу води; 6 – водозбірник;
- 7 – пластинчастий електрод з отворами

У такому полі коагуляція водяних крапель відбувається за рахунок взаємодії дипольної глобули води з неоднорідним полем. Потрапляючи на пластинчастий електрод, ці краплі через отвори збираються у водозбірнику.

Недоліком цієї системи можна вважати те, що дрібнодисперсне середовище (краплі різних розмірів) можуть здобувати при зіткненні із пластинчастим електродом однойменний заряд і в силу цього відштовхуватися від нього й рухатися в напрямку до штирового електрода, тобто процес очищення палива від води в цьому випадку буде вповільнюватися.

Під час прокачування та транспортування палива на частках, що забруднюються, з'являються заряди, викликані тертям часток об паливо і часток друг об друга. Крім того, частки можуть здобувати заряди від зіткнення з робочими електродами. Знак утворених зарядів залежить від електрофізичних властивостей частки. Саме ці фізичні особливості важких нафтових палив покладено в основу функціонування фільтрів, що використовують для очищення палива електричне поле [6].

Найпростіша схема електрофільтра, що очищує паливо за допомогою електричного поля, представлена на рис. 2. У корпусі 1 фільтра розміщено два пластинчасті електроди 3, що створюють однорідне електричне поле E_0 . На робочі електроди наклеюються пористі пластини 2 з діелектрика, які затримують механічні домішки, що рухаються до електродів. Забруднене паливо надходить у зону очищення, де нерозчинні різнополярні частки забруднень 4 зазнають силового впливу й залежно від знака заряду забруднень просуваються до позитивного або до негативного електрода. Поблизу електрода частки затримуються пористим діелектриком, який у міру забруднень замінюється чистим.

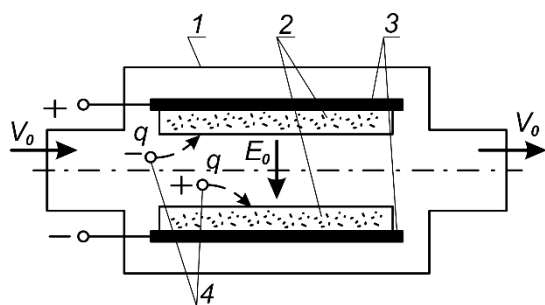


Рис. 2. Електрофільтр, що очищує паливо за допомогою електричного поля, із однорідним електричним полем:
1 – корпус фільтра; 2 – пористі пластини з діелектрика; 3 – пластинчасті електроди; 4 – нерозчинні різнополярні частки забруднень

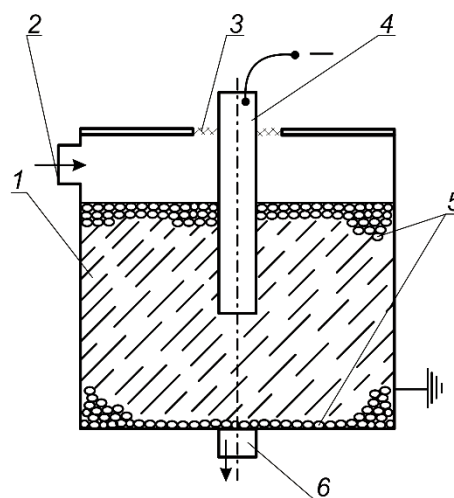


Рис. 3. Електрофільтр, що очищує паливо за допомогою електричного поля, із керамічними кульками:
1 – металевий корпус; 2 – вхідний отвір; 3 – ізоляційна втулка для робочого електрода; 4 – робочий електрод; 5 – керамічні кульки; 6 – вивідний отвір

Необхідність періодичної зміни діелектричного матеріалу (фільтра-пакета) є основним недоліком розглянутої конструкції електрофільтра.

Зазначений вище недолік усунутий у конструкції електрофільтра, що наведений на рис. 3, у якому діелектричний заповнювач утворюється керамічними

кульками. Перебуваючи в електричному полі, створюваному робочим електродом і заземленим корпусом, керамічні кульки поляризуються та до них притягаються дрібні заряджені частки забруднень. Регенерація фільтра проводиться при знятій напрузі рухом рідини у зворотному напрямку, при цьому з кульок, позбавлених поляризаційних зарядів, частки забруднень змиваються.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Впровадження методів очищення важких палив, що засновані на використанні електричних та магнітних полів, є прикладом розвинення сучасних технологій та може бути застосовано для будь якого типу суднових дизелів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Занько О. Н. Технология использования рабочих веществ в судовых энергетических установках / О. Н. Занько, В. Н. Калугин, И. В. Логишев. – Одесса : Фенікс, 2005. – 508 с.

2. Sagin S.V., Solodovnikov V.G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines // Modern Applied Science. – 2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

3. Zablotzky Yu.V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

4. Заблоцкий Ю. В. Повышение топливной экономичности и экологических параметров работы судовых дизелей при использовании присадок к топливу // Austria-science. – 2017. – № 2. – С. 83-88.

5. Заблоцкий Ю. В. Підвищення економічності роботи суднових дизелів / Ю. В. Заблоцкий // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 12-16. DOI : 10.31653/smf340.2020.12-16.

6. Солодовников В. Г. Использование в судовых дизелях топлив различного фракционного и структурного состава / В. Г. Солодовников // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – № 33. – Одесса : ОНМА. – С. 110-117

УДК: 629.5

Нелюбін А.Р., Заблоцкий Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Вдосконалення системи очищення суднових палив

Постановка проблеми в загальному вигляді. Двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ), або дизелі є найбільш розповсюдженими типами теплових двигунів, що використовуються на судах морського та внутрішнього водного

транспорту та забезпечують рух (через передачу крутного моменту на гвинт) та внутрішньо суднові потреби в електричній енергії (через передачу потужності до судових електрогенераторів).

Для забезпечення судових дизелів (як головних, так і допоміжних) паливом, мастилом, водою і повітрям, а також для видалення відпрацьованих газів судові енергетичні установки (СЕУ) обладнають системами: паливної, мастильної, водяного охолодження, стисненого повітря, газовипуска. Названі системи забезпечують подачу палива до паливних насосів високого тиску дизелів і його подальший впорскування в циліндр; подачу мастила на змащення та охолодження вузлів тертя; подачу охолоджуючих рідин для відводу теплоти від нагрітих деталей, подачу стисненого повітря для пуску та реверсу двигуна; подачу свіжого повітря для здійснення робочого циклу і очищення циліндра від продуктів згорання.

Найбільш розгалуженішою і насиченою за своїм складом є паливна система, яка складається з систем високого і низького тисків. Паливна система низького тиску призначена для підготовки і подачі палива до паливної системи високого тиску і включає цистерни, фільтри, насоси, змішувачі, сепаратори, підігрівачі, різні спеціальні пристрої і паливопроводи. Паливна система високого тиску забезпечує впорскування палива в камеру згорання двигуна і включає паливний насос високого тиску та форсунку, зазвичай з'єднані паливопроводом високого тиску. При застосуванні насос-форсунок паливопровід високого тиску відсутній, а в разі установки на дизелі сучасних систем common-rail нагнітання палива до форсунок відбувається із загальної магістралі.

Під час роботи судових дизелів на високов'язких паливах з підвищеною густиною спостерігається відхилення від нормального процесу згорання в циліндрі, викликане зміною параметрів подачі палива. За такими обставинами суттєво збільшується тиск уприскування та змінюються фази подачі палива, причому ці відхилення тим значніше, чим вище в'язкість та чим більше густина палива. Важкі сорти палива в порівнянні з дизельними характеризуються більш низьким цетановим числом, що призводить до збільшення періоду затримки запалення під час їх згорання. Внаслідок цього до початку займання в циліндр дизеля подається кілька більша кількість палива, що обумовлює збільшення питомої витрати палива та більш жорстку роботу дизеля. Важке паливо згорає повільніше ніж дистилатне, має більший процес догорання, що сприяють збільшенню температури випускних газів. Зміна процесу згорання викликає і більш високу, ніж під час роботи на дизельному паливі, теплову напруженість циліндра.

Одним зі шляхів розв'язання цієї проблеми є підвищення якості очищення судових палив підвищеної густини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В останні роки на транспортних судах важкі сорти палива високої в'язкості, що мають більш низьку вартість, використовуються на всіх типах дизелів – як малообертових (МОД), також середньообертових (СОД). Згідно з вимогами таких провідних фірм, що

будують дизелі, як Wartsila-Sulzer, MAN Diesel & Turbo суднові СОД повинні надійно експлуатуватися на всіх режимах (в тому числі на пускових і перехідних) при використанні палив з в'язкістю до 380 мм²/с. Перспективи розвитку транспортного суднобудування із застосуванням СОД в світовій практиці тісно пов'язані з використанням подібних видів палива. При цьому слід зазначити, що важкі сорти палива використовуються для роботи як головних СОД, що передають свою потужність на рушій, так і допоміжних, які є приводом електричних генераторів двигунів. Крім того, в судову практику чітко просліджується тенденція використання важких сортів палива не тільки для сучасних моделей СОД, а й переведенні СОД попередніх моделей (спроектованих з умовою роботи на легких сортах палива) на експлуатацію на паливі з підвищеною в'язкістю.

Аналіз досліджень з підготовки судового палива до його спалювання в циліндрі дизеля показує, що традиційними методами очищення палива є відстоювання, сепарації і фільтрація, основним завданням яких є видалення з нього води, механічних домішок і золи. Це завдання сформулювалося в результаті аналізу впливу домішок, що знаходяться в паливі, на показники роботи дизеля і тих методів і засобів підготовки палива, якими володіє більшість СЕУ [4, 5].

Відстоювання палива, як метод очищення палива від механічних домішок і води, здійснюється під дією сили тяжіння за рахунок більшої густини забруднюючих частинок.

Процес фільтрації полягає в очищенні палива від механічних домішок при проходженні його, через елемент, що фільтрує. В даний час в системах підготовки важкого палива застосовують фільтри, що відокремлюють механічні домішки і воду. Простота, надійність і автоматизоване управління роботою цих фільтрів є їх перевагами в порівнянні з складними, дорогими, такими, що вимагають кваліфікованого обслуговування відцентровими сепараторами. На багатьох морських судах спеціальні фільтраційні установки повністю замінили сепараторів.

Сепарація найбільш ефективний засіб очищення палива від води і механічних домішок. Сепарація дозволяє видалити з палива всі металеві частинки розміром більше 1 мкм і неметалічні частинки розміром 2...3 мкм, знизити зміст води 0,2 %, а також значно зменшити зольність палива. Система сепарації призначена для очищення палива від води і механічних домішок і для заповнення очищеним паливом витратних цистерн. Перед сепарацією паливо частково очищається від води і механічних домішок у відстійній цистерні. Сепарації набуває особливо важливе значення під час використання в дизелях важких палив. Підвищення якості палива шляхом сепарації дозволяє зменшити зношування деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) і паливної апаратури, зменшити утворення нагарів в циліндрах і підвищити економічність дизеля [6].

Постановка завдання. Метою дослідження підвищення є визначення технологічної схеми сепарації важкого палива з підвищеною густиною з одночасним підвищенням надійності роботи суднового сепаратора.

Виклад основного матеріалу дослідження. Однією з сучасних систем сепарації палива є система обробки палива PureDry, яка не лише забезпечує процес сепарації палива, що далі спрямовується до дизеля, впорскується та згорає, а і виконує повторну сепарацію відпрацьованого палива з метою можливості повернення його частини в паливну систему.

Система PureDry дозволяє судновласникам отримати значні доходи від використання сепаратора, що дозволяє відновляти паливо з відходів, для повторного використання в дизельних двигунах або котлів. У той же час, це ефективно усуває проблеми, пов'язані з нафтовмісними відходами. Принцип PureDry виявився надійним і ефективним способом безперервного відновлення палива в дизельному двигуні [7, 8]. Схема системи сепарації палива надана на рис. 1.

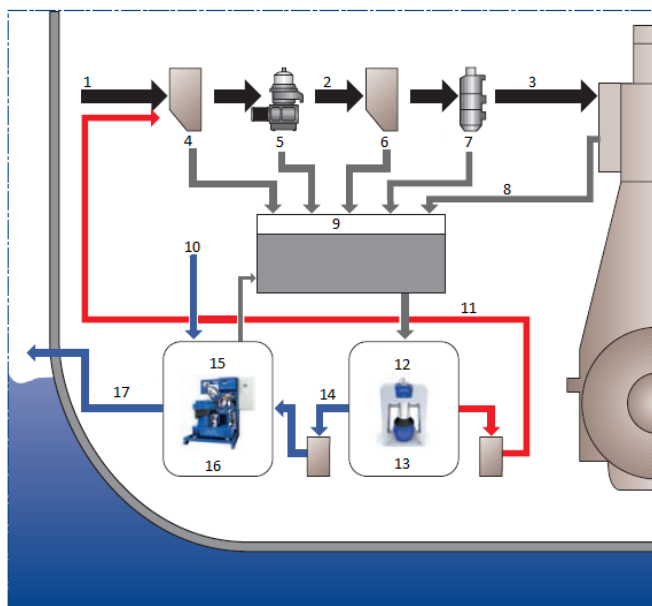


Рис. 1. Система Альфа Лаваль PureDry:

- 1 – паливо з бункерного танка;
- 2 – система обробки палива; 3 – паливо в дизельний двигун; 4 – відстійник;
- 5 – сепаратор; 6 – видаткова цистерна; 7 – паливний фільтр; 8 – витоки двигуна; 9 – бак з відходами палива;
- 10 – водостік лляльних вод;
- 11 – відновлене паливо;
- 12 – відновлення відпрацьованого палива; 13 – PureDry; 14 – вода;
- 15 – сепарування лляльних вод;
- 16 – сепаратор лляльних вод;
- 17 – відведення води за борт

Переваги системи:

- зниження до 2 % в паливному законопроекті відновлення палива;
- відновлене паливо може бути переведено в бункерний танк;
- зниження вуглецевого сліду діоксиду;
- утилізація відходів палива являє собою цінний внесок у скорочення викидів CO₂, для судноплавних компаній з навколишнім середовищем;
- зниження обсягів нафтовмісних відходів 99 %;
- система видаляє максимальну кількість води з відпрацьованого палива, і направляє його в систему лляльних вод, тим самим усуваючи нафтовмісні відходи;
- економія витрат на бункерування нафтових відходів;
- система сприяє значній економії в цілому;
- вартість складання відпрацьованого палива і твердих частинок;
- зниження обсягів танків для відпрацьованого палива та стічних вод.

Переваги системи також підтверджується залежностями, що наведені на рис. 2 та відображають економічність використання системи PureDry фірми Alfa-Lava за різних умов її експлуатації.

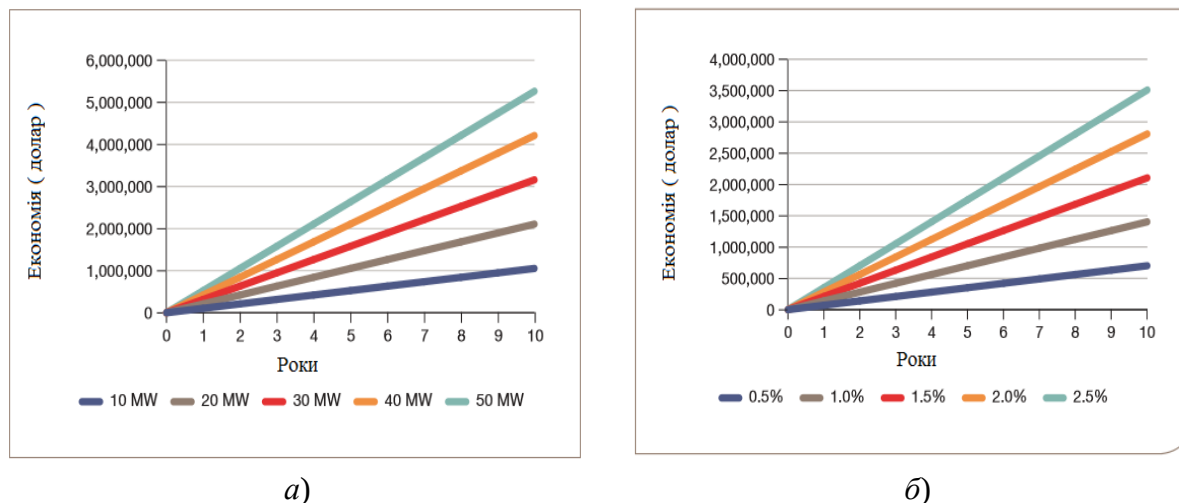


Рис. 2. Економічність використання системи PureDry фірми Alfa-Lava за різних умов її експлуатації: *а* – в залежності від потужності дизеля; *б* – в залежності від вмісту механічних домішок

Висновки і перспективи подальших досліджень. В результаті проведених досліджень зробимо наступні висновки.

1) світове дизелебудування (в тому числі і суднове) продовжує розвиток тенденції до збільшення агрегатних потужностей дизелів, при цьому одночасно з підвищенням їх ефективних показників зростають енергетичні витрати, що пов'язані із забезпеченням функціонування систем підготовки палива та підтримки заданих експлуатаційних характеристик палива;

2) суднова система підготовки палива системою, експлуатація якої прямо впливає на економічність роботи суднових дизелів та енергетичну ефективність всієї СЕУ;

3) широке застосування високов'язких палив та палив з підвищеною густиною в сучасних суднових СОД, а також переведення СОД попередніх моделей на подібні сорти палива вимагають створення спеціальних систем і технологій його очищення від домішок і підготовки до подальшого спалювання в циліндрі дизеля;

4) для безаварійної і ефективної роботи суднових дизелів при використанні важких сортів палива необхідна особлива увага до його очищення;

5) для зменшення витрат, що пов'язані з перевезенням та подальшою здачею на берегові станції залишків нафтопродуктів ціле подібно використовувати подвійну сепарацію палива.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S.V., Solodovnikov V.G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines // Modern Applied Science. – 2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

2. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

3. Заблоцкий Ю. В. Повышение топливной экономичности и экологических параметров работы судовых дизелей при использовании присадок к топливу // Austria-science. – 2017. – № 2. – С. 83-88.

4. Sagin A.S., Zablotskyi Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 14-17. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17>.

5. Денисов В.Г. Методы и средства технического диагностирования судовых энергетических установок. – Одесса : Фенікс, 2008. – 304 с.

6. Тымкив А.В., Денисов В.Г. Методы и средства диагностирования судовой энергетической установки // Судовые энергетические установки : Одесса, 2013. – Вып. 32. – С. 113-123.

7. Сагін С.В. Зниження механічних втрат у судових середньообертових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 5-11. DOI : 10.31653/smf340.2020.5-11.

8. Заблоцкий Ю.В. Підвищення економічності роботи судових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 12-16. DOI : 10.31653/smf340.2020.12-16.

УДК: 629.5

Рамазанов А.Г., Заблоцкий Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення вимог MARPOL щодо попередження забруднення водами, що містять нафту

Постановка проблеми в загальному вигляді. Під час експлуатації морських суден та їх енергетичних установок утворюються різного виду відходи, у тому числі води, що містять нафту (ВМН). Схема утворення відходів, що забруднюють довкілля під час експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту надана на рис. 1.

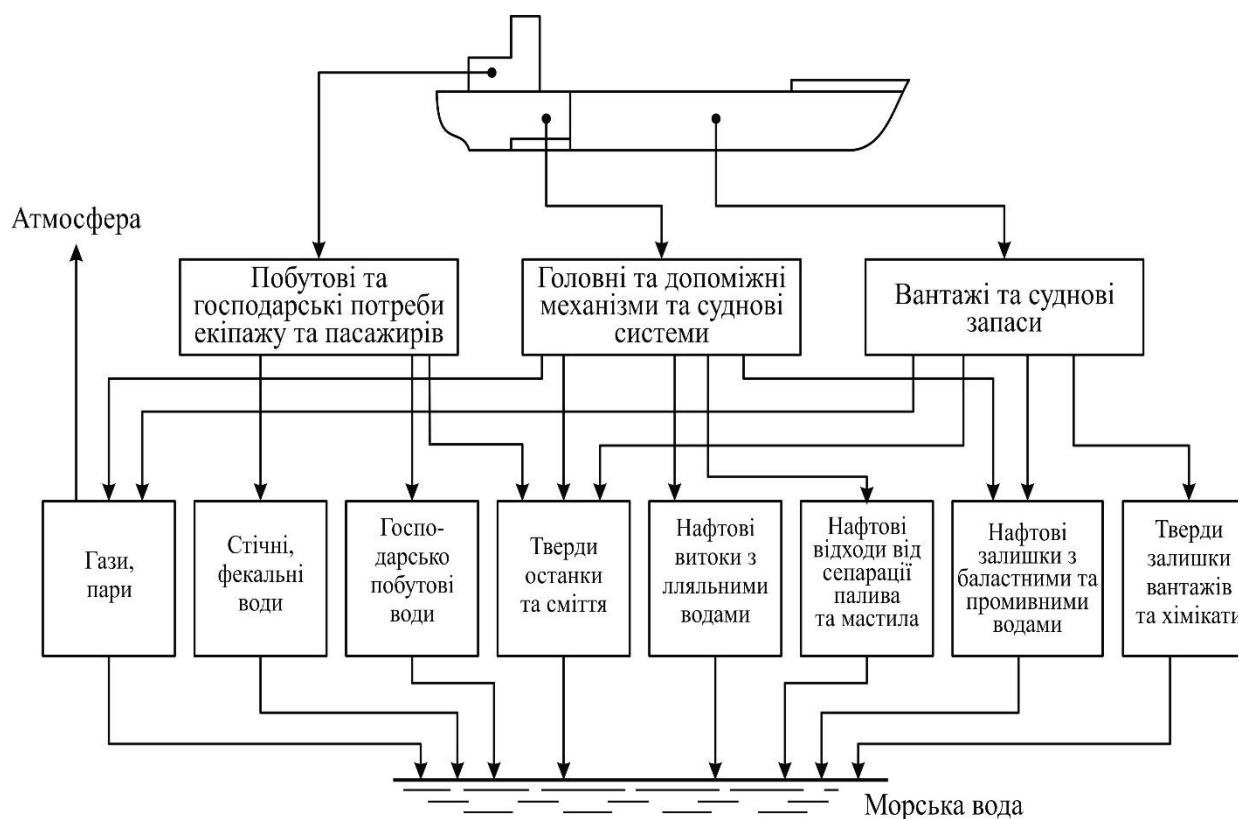


Рис. 1. Схема утворення відходів, що забруднюють довкілля під час експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту

Згідно з Додатком IV до МАРПОЛ 73/78 та Правил Регістру судноплавства України термін «води, що містять нафту» трактується як «суміш води з будь-яким вмістом нафти», а «нафта» – як «нафта в будь-якому вигляді, включаючи сиру, рідке паливо, нафтові залишки (шлам), нафтові опади та очищені нафтопродукти». У Додатку I до МАРПОЛ 73/78 термін «води, що містять нафту» відсутній. У цьому нормативному документі міститься термін, що має аналогічне практичне значення – «ляльна вода, що містять нафту», тобто вода, яка може містити нафту внаслідок її експлуатаційних витоків чи обслуговування механізмів у машинних приміщеннях. Будь-яка рідина, що надходить у льяльну систему, включаючи льяльні колодязі, трубопроводи льяльної системи, льяла, танки льяльних вод, розглядається як льяльна вода, що містить нафту [1].

Очищення води, що містять нафту на судах морського транспорту відноситься до найбільш актуальних завдань, вирішення якої безпосередньо пов'язане з надійністю технічної експлуатації суднового обладнання, а також з охороною довкілля від забруднення водами, що містять нафту, особливо в прибережних районах при судноплавстві та діяльності берегових підприємств. На морському транспорті для очищення води, що містять нафту набули поширення сепараційні установки відстійно-коалесцентного типу. Однак це просте та достатнє ефективне обладнання виявилось практично непридатним, коли на морських судах стали використовувати важкі сорти рідкого палива із відносною густиною $0,95..0,98 \text{ кг/см}^3$. Нафтоводяна суміш, що містить такі

вуглеводні в емульгованому стан, не поділяються гравітацією навіть при нагріванні [1], тому очищення подібних сумішей до стану, що вимагається Конвенцією МАРПОЛ 73/78 (а саме забезпечення перед скиданням за борт концентрацією нафтопродуктів в льяльній воді не більше 15 млн^{-1}) є актуальним завданням

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для виділення нафтопродуктів з ВМН вод на судні має бути обладнання, що забезпечує сепарацію та фільтрацію. Судна, що не мають фільтруючого обладнання, повинні зберігати всі ВМН на борту та здавати їх на берегові або плавучі приймальні споруди [2].

Відповідно до існуючих вимог будь-яке судно валовою місткістю 400 рег. тонн і більше, але менше ніж 10000 рег. тонн має бути оснащено фільтруючим обладнанням. Відповідно до Додатку I, Правила 16, Конвенції МАРПОЛ, судно валовою місткістю 10000 рег. тонн і більше повинно бути оснащено фільтруючим обладнанням та пристроєм сигналізації та автоматичного припинення скидання нафтовмісної суміші у разі, якщо вміст нафти у стоку перевищує 15 млн^{-1} (рис. 2) [3, 4].

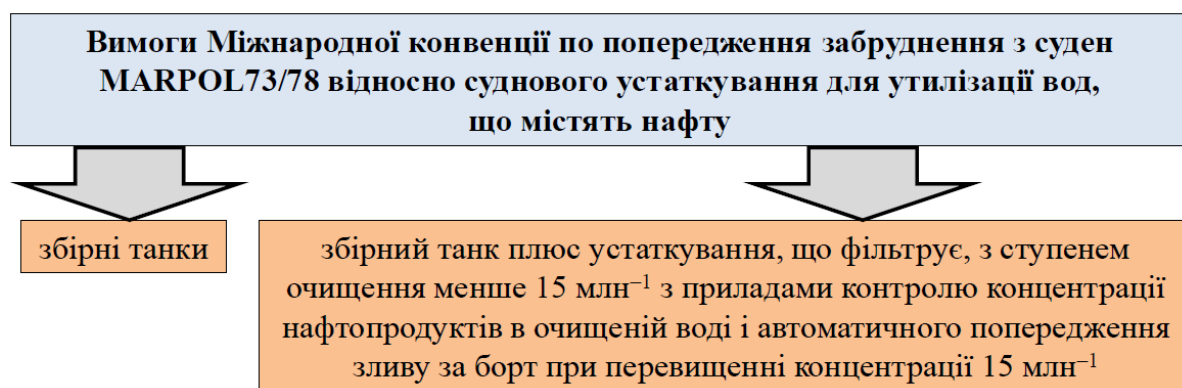


Рис. 2. Вимоги МАРПОЛ щодо суднового обладнання з очищення ВМН

Постановка завдання. Метою дослідження є оптимізації технологічної схеми очищення ВМН, при якій забезпечується вміст нафти в ВМН перед її видаленням за борт не більше 15 млн^{-1} за найменший час з найменшими втратами енергії.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для успішного вирішення завдання підвищення ефективності очищення ВМН безпосередньо в суднових умовах необхідно використовувати комплексний системний підхід, якій дозволяє враховувати вплив усіх елементів суднової енергетичної установки на якість очищення [5].

З проведеного аналізу різних способів і типів сепараторів для очищення вод, що містять нафту СЕУ витікає, що найбільш перспективними і такими, що мають значні можливості підвищення ефективності роботи є коалесциючі елементи, що мають нежорстку структуру, що дозволяє робити їх ефективну регенерацію. До таких коалесциючих елементів при відповідному конструктивному виконанні можна віднести тканинні фільтруючі елементи, мембранні фі-

льтруючі елементи і коалесцючі елементи, що виконані у вигляді шару гранул. Суттєвий вплив на якість очищення спричиняє тип пристрою, що перекачує і місце його розташування в системі для очищення вод, що містять нафту. Найбільш ефективним технічним рішенням для цієї сфери застосування є динамічні системи очищення ВМН, в яких використовується метод відцентрової сепарації, реалізований за допомогою високошвидкісних тарілчастих сепараторів [5, 6].

Діюча в статичних системах сепарації природна сила гравітації (навантаження 1g) в таких динамічних системах може бути збільшена в тисячі разів. Один звичайний відцентровий тарілчастий сепаратор дорівнює по ефективності традиційній статичній системі з площею відстою 20000 м².

Крім того, гіроскопічний ефект рідини, що обертається з високою швидкістю усередині барабана сепаратора, нівелює дію кільової і бортової хитавиці. Результат – незмінно висока ефективність розподілу компонентів. Відцентрові тарілчасті сепаратори вже впродовж десятиків років демонструють прекрасну ефективність очищення дизельного палива і мастила від води та твердих часток в морській індустрії [6].

Як сепаратор, що забезпечує виконання всіх вимог по якості очищення ВМН, доцільно використання сучасного сепаратору WWPX307 в комплексі з сепараційною установкою PureBilge.

Принцип дії установки сепарації PureBilge з сепаратором WWPX307 показаний на рис. 1. Установка працює в такий спосіб. Живильний насос з регулюванням частоти направляє води, що містять нафту або трюмні води тільки з відстійного танка. Далі лляльна вода проходить через сітчастий фільтр, який затримує великі часток з рідини перед входом в теплообмінник, який піднімає температуру рідини на необхідному рівні, як правило, між 60° і 70°С, для оптимальної ефективності розподілу. Потім триходовий перемикальний клапан направляє рідину на сепарацію, якщо дотримані усі умови технологічного процесу, такі, як температура, тиски подачі і швидкість сепаратора. Якщо який-небудь процес умов не виконується, клапан знову перемикає циркуляцію рідини знову у відстійний танк лляльних вод. Високошвидкісний відцентровий сепаратор безперервно обробляє великі об'єми лляльних вод. Випуск масла безперервно відводиться в резервуар відпрацьованого масла. Тверді частки, які збираються на периферії чаші сепаратора відводяться з перервами в шламовий танк. Розвантаження, яке зазвичай встановлюється на 20 хвилин, відбувається в задані інтервали залежно від установки. Вбудований водяний насос, або диск дифузора, постійно розвантажує відділену лляльну воду через вихід чистої води з сепаратора. Відведення лляльних вод залежить від вмісту нафти в них, яке безперервно контролюється на точці відбору проб. Якщо вміст нафти нижче заданої межі (яка може бути встановлена в межах 5...15 млн–1), відділена ВМН може бути видалена безпосередньо за борт або в «чистий» танк ВМН для зливу за борт пізніше.

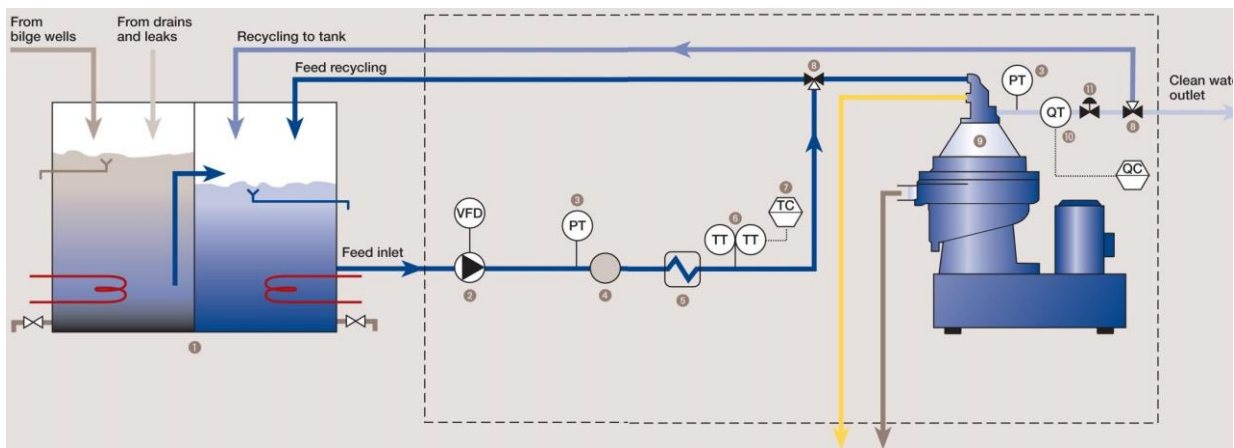


Рис. 1. Сепараційна установка PureBilge:

- 1 – двохстадійний відстійний танк льяльних вод; 2 – живильний насос;
- 3 – манометр; 4 – фільтр; 5 – нагрівач; 6 – температурний трансмітер;
- 7 – температурний контролер; 8 – триходовий клапан переключення;
- 9 – BWPX 307 високо швидкісний відцентровий сепаратор; 10 – водо-мастильний колектор; 11 – моделюючий клапан постійного тиску

Експлуатація сепараційного та фільтруючого обладнання повинна здійснюватися в суворій відповідності з наявними на них інструкціями. Перевищення, наприклад, швидкості перекачування, заданою інструкцією, може стати причиною збільшення вмісту нафти в водах, що скидаються. Максимальну швидкість перекачування слід застосовувати при низькій концентрації нафти та воді, а при обробці сильно забрудненої води швидкість перекачування рекомендується знижувати. Усі відмови в роботі сепараційного та фільтруючого обладнання необхідно фіксувати у формулярах на це обладнання. У разі коли встановлене на судні обладнання через свої технічні характеристики або через несправність не може знизити вміст нафти в ВМН та / або баластових водах до максимально допустимого рівня (15 млн^{-1}), скидання за борт не проводиться. В цьому випадку ВМН необхідно збирати в судові відстійні цистерни з подальшим здаванням в портову приймальну споруду.

Висновки і перспективи подальших досліджень. При експлуатації судових енергетичних установок необхідно суворо дотримуватися вимог конвенції МАРПОЛ73/78, а також впроваджувати в судову енергетику технічне обладнання, яке не лише забезпечує виконання нормативних вимог цієї конвенції, але й гарантує їх виконання з високим ступенем резервування. Як таке обладнання можливо використання сучасної системи сепарації вод, що містять нафту – PureBilge, в склад якої включений сепаратор BWPX307. Ця система забезпечує рівень очищення вод, що містять нафту у діапазоні $5 \dots 7 \text{ млн}^{-1}$, що дозволяє безпечно скидання очищених вод в будь-яких районах Світового океану та дозволяє судовласникам виконувати відповідні існуючі на теперішній час екологічні вимоги.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters / S.V. Sagin, O.A. Kuropyatnyk, Yu.V. Zablotyskiy, O.V. Gaichenia // *Nase more : International Journal of Maritime Science & Technology*. – 2022. – Vol.69. – Iss.1. – P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7
2. Sagin S. Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe / S. Sagin, O. Kuropyatnyk, A. Sagin, I. Tkachenko, O. Fomin, V. Píštěk, P. Kučera // *Journal Marine Science and Engineering*. – 2022. 10, 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331/>
3. Ткаченко И.В. Использование гидродинамической суперкавитации для разделения и очистки нефтесодержащих вод морских судов / И.В. Ткаченко // *American Scientific Journal*. – 2017. – № 15. – Т. 2. – С. 59-62.
4. Ткаченко І. В. Розробка технології розділення і очищення вод, що містять нафту / І. В. Ткаченко // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40.* – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 24-30. DOI : 10.31653/smf340.2020.24-30.
5. М'який М.М. Вдосконалення процесу очищення вод, що містять нафту / М.М. М'який, І.І. Ткаченко // *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41.* – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 26-29. DOI : 10.31653/smf341.2020.26-29
6. Ткаченко І. В. Використання в суднових енергетичних установках технології гідродинамічної суперкавітації для розділення і очищення вод, що містять нафту / І. В. Ткаченко // *Вісник Одеського національного морського університету : Зб. Наук. праць, 2020.* – № 2(62). – С. 130-141. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-130-141.

УДК 629.5

Тищенко В.О., Заблоцький Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності функціонування спеціальних систем морських суден класу psv

Постановка проблеми в загальному вигляді. Щорічне збільшення споживання вуглеводневої сировини, превалювання використання рідкого та газоподібного палива над твердим, відсутність реальних альтернатив нафти та газу як основного джерела теплової енергії призводить до поступового виснаження їх континентальних родовищ. Подальше зростання споживання енергії у промисловості, на транспорті та у повсякденному житті підвищує дефіцит палива нафтового походження, який може бути забезпечений лише континентальними запасами. Тому останнім часом велика кількість країн розвивають

та розширюють освоєння ресурсів континентального шельфу та Світового океану. При цьому видобуток вуглеводневої сировини здійснюється на автономних бурових платформах, розташованих поза материковими територіями, а тому вимагають доставки на них спеціального обладнання, техніки та матеріалів.

Морський та внутрішній водний транспорт включає до свого складу судна різного призначення та водотоннажності. Поряд з транспортними суднами, призначеними для перевезення генеральних, навалочних, наливних вантажів і контейнерів, а також круїзними суднами, що забезпечують відпочинок пасажирів, існує великий клас спеціалізованих суден, що виконують роботи з поглиблення та очищення фарватерів, проведення морських електричних кабелів, встановлення та обробки якорів, постачання океанських нафтових платформ. Дані типи суден відрізняються підвищеною маневреністю, високою енергоозброєністю, а також включають до складу низки спеціальних, характерних тільки їм, систем. Такою системою (для судів класу PSV – Platform Supply Vessel) є система перевезення бурильної суспензії, яка згодом перекачується на нафтовидобувну платформу та використовується для виконання робіт із буріння морського шельфу [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Бурильна суспензія – складна багатокомпонентна дисперсна система. У функціональні властивості бурильних суспензій входять забезпечення змащування, охолодження та антикорозійної дії на буровий інструмент, а також промивання свердловин у процесі буріння [2, 3]. Її властивості вибираються в залежності від геологічних характеристик родовища нафти та технічних умов її видобутку. У бурильних суспензіях (які використовують для видобутку нафти на морських та океанських платформах) дисперсним середовищем є малов'язке мастило, дисперсною фазою – солі металів, наприклад, NaCl, KCl, $MgCl_2$, а також різні кремній органічні сполуки. Дисперсна фаза бурильної суспензії забезпечує процес змащування та охолодження бурильного обладнання, дисперсне середовище – покращує його триботехнічні характеристики [4, 5].

Дисперсні компоненти бурильної суспензії (солі металів) мають більш високу питому масу в порівнянні з дисперсною фазою (мастилом), тому в процесі транспортування бурильної суспензії відбувається їхнє осадження на дно вантажного танка, в якому відбувається їхнє перевезення з берега на нафтову платформу. Це призводить до розшарування та зміни густини суспензії за висотою, а також до утворення опадів на дні вантажних танків, у яких транспортується суспензія бурильна. Осадження важких компонентів суспензії бурильної є причиною підвищення гідравлічного опору при її перекачуванні з вантажного танка судна на бурову платформу, а в деяких випадках може призвести до пошкодження вантажних насосів. Видалення осаду ручним або механічним способом відноситься до категорії невластивих робіт для суднового екіпажу, пов'язане зі збільшенням ходового часу судна, що призводить до втрат теплової [3] та механічної енергії [3], а найголовніше – погіршує екс-

платуаційні характеристики бурильної суспензії [4] , обмежуючи її викорис-
тання у технологічному процесі видобутку нафти, збільшує фінансові витрати
та знижує економічні показники роботи PSV.

Постановка завдання. Завданням дослідження було вдосконалення спо-
собу функціонування суднової системи транспортування бурильної суспензії з
метою підтримання її експлуатаційних характеристик.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження виконувались
у суднової системі транспортування бурильної суспензії (mud system) спеціа-
лізованого морського судна типу PSV дедвейтом 13600 тонн. Завданням дос-
ліджень було розробка технології, що забезпечує підтримку постійного зна-
чення густини бурильної суспензії по висоті танка, в якому відбувається її пе-
ревозення. Принципова схема транспортування бурильної суспензії (mud-си-
стема) наведена на рис. 1. Перевозення суспензії здійснюється у шести одно-
типних танках, розташованих симетрично з лівого та правого борту. У системі
передбачені технологічні операції з приймання на борт та видачі на нафтову
платформу бурильної суспензії, що забезпечуються вантажними насосами.

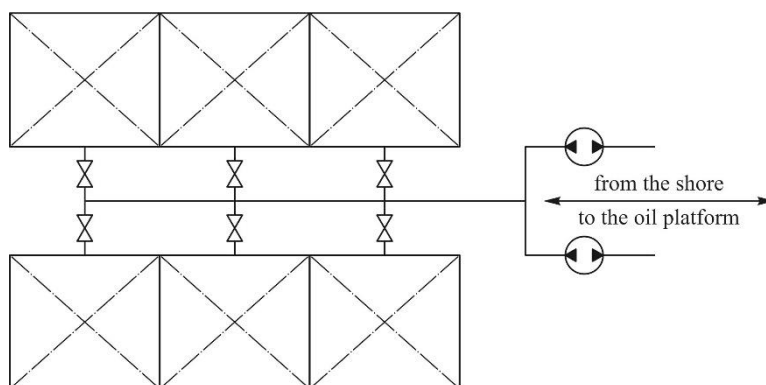


Рис. 1. Принципова схема транспортування бурильної суспензії судами типу PSV

Судна типу PSV відносяться до середньо швидкісного класу (їх максима-
льна швидкість, як правило, не перевищує 12...13 вузлів), тому тривалість їх
переходу (а, відповідно, час транспортування бурильної суспензії) від порту
до нафтової платформи становить 2...5 днів. За цей часовий проміжок відбу-
вається поступове осадження твердих компонентів, якими леговані суспензії,
що призводить до виникнення ефекту стратифікації густини бурильної су-
спензії по висоті вантажного танка, в якому вона знаходиться – рис.2 [3].

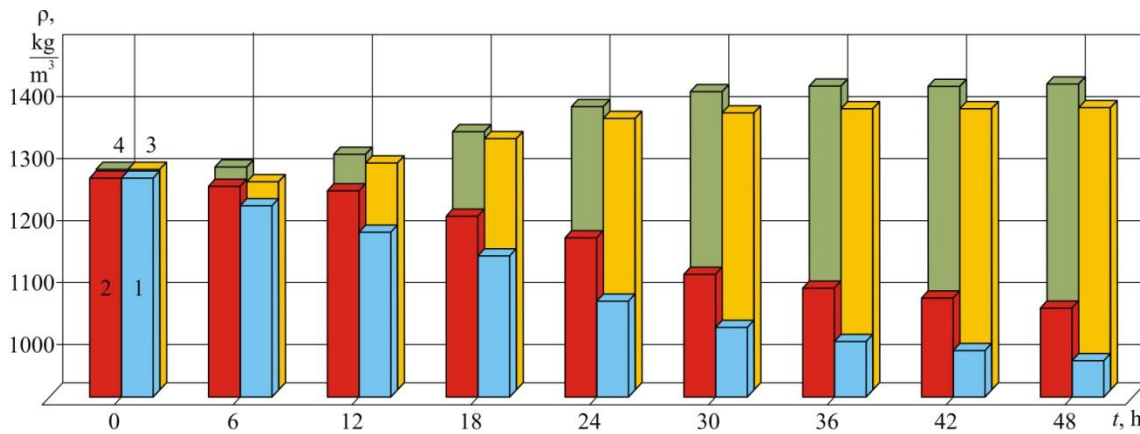


Рис. 2. Стратифікація густини бурильної суспензії під час її транспортування у вантажних танках судна типу PSV:

1 – густина на поверхні танка; 2 – на глибині 30% від поверхні танка;
3 – на глибині 60%; 4 – на глибині 90 %

З метою мінімізації процесу седиментації бурильної суспензії, запобігання її розшарування та утворення осаду з твердих компонентів, судова mud система додатково комплектувалася трубопроводами перепуску (які забезпечували Х-подібну циркуляцію суспензії в танках) і аеродинамічними вставками (по яких в об'єм вантажного танка подавалось повітря). Зміни, внесені до mud-системи, наведено на рис.3.

Для проведення експерименту перевезення бурильної суспензії здійснювалося за таких умов:

1) два танки без зміни конструкції системи та умов перевезення бурильної суспензії;

2) два танки, у яких додатково забезпечувалася Х-подібна циркуляція бурильної суспензії – рис. 3, а;

3) два танки, у яких додатково забезпечувалася Х-подібна циркуляція бурильної суспензії та примусова подача повітря (протягом 10 хвилин кожної години проведення експерименту) – рис. 3, б.

Час океанського переходу судна PSV від порту до океанської платформи становило 52 години, що дозволяло здійснювати відбір проб бурильної суспензії всім умов експерименту протягом 48 годин з проміжком між вимірами густини 6 годин.

Дослідження проводилися за практично незмінних погодних умов (хвилювання моря – 1...2 бали, температура морської води – 23...25°C) та постійної осадці судна. Це забезпечувало відсутність додаткових збурень на бурильну суспензію, що у вантажних танках. Час проведення серії експериментальних досліджень (що включало безпосередній відбір проб з танків та визначення густини бурильної суспензії ареометром Anton Paar DMA35 Tag&Log) не перевищував 10 хвилин. Зміна температури бурильної суспензії під час проведення досліджень не перевищувала $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$, що гарантувало відсутність її додаткового розширення та збільшення обсягу.

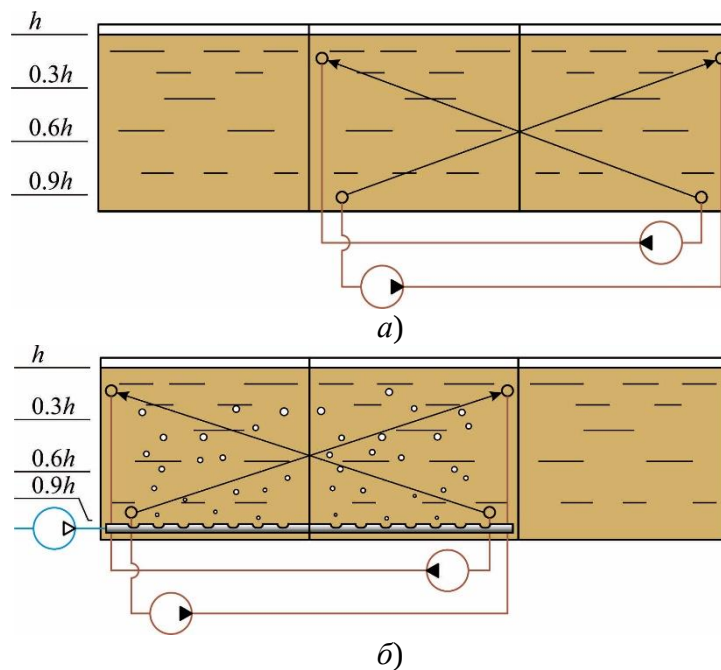


Рис. 3. Принципова схема включення додаткових блоків до суднової mud-системи:
 а – забезпечення Х-подібної циркуляції бурильної суспензії у танках;
 б – забезпечення Х-подібної циркуляції бурильної суспензії в танках з одночасною подачею повітря

Результати досліджень наведено на рис.4 [4, 6].

Дані рис. 4 свідчать про зменшення стратифікації густини (а, отже, і зниження розшарування) бурильної суспензії по висоті вантажного танка під час транспортування її на судах типу PSV.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Досвід експлуатації mud-систем спеціалізованих суден типу PSV свідчить про можливість підтримки фізичних та реологічних характеристик бурильних суспензій (транспортування яких відбувається на океанські нафтовидобувні платформи). Одним із способів, що забезпечує розв'язання цього науково-прикладного завдання, є створення додаткової циркуляції бурильної суспензії з одночасною подачею повітря в обсяг вантажного танка.

Аналіз результатів проведених досліджень дозволяє зробити такі висновки.

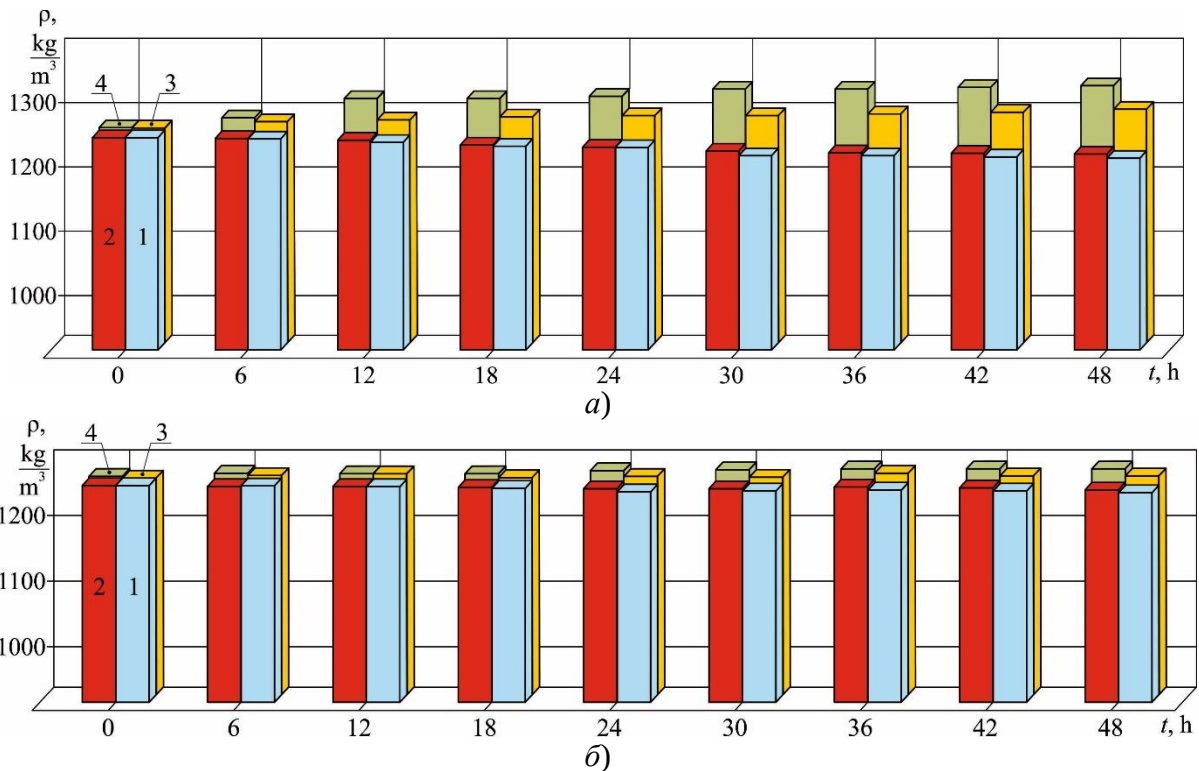


Рис. 4. Стратифікація густини бурильної суспензії за різних умов її транспортування:
а – з додатковою Х-подібною циркуляцією; б – з додатковою циркуляцією

Х-подібною циркуляцією та одночасною подачею повітря;

1 – густина бурильної суспензії на поверхні танка; 2 – на рівні, що відповідає 30 % глибини танка; 3 – на глибині 60 %; 4 – на глибині 90 %

1. Морські спеціалізовані судна типу PSV (Platform Supply Vessel) забезпечують доставку на нафтовидобувні платформи різного обладнання, палива, мастила, води, а також спеціальних технічних рідин (зокрема бурильних суспензій), які використовуються в процесі видобутку вуглеводневої сировини. У процесі транспортування подібні рідини (основу яких становлять мінеральні мастила, які леговані металами різних груп) піддаються впливу гравітаційних сил. Це призводить до їх латентного розшаровування та виникнення стратифікації густини по висоті вантажних танків. Найбільш важкі компоненти суспензії бурильної осаджуються на дно танка. В наслідок (при викачуванні бурильної суспензії з вантажного танка судна на нафтовидобувну платформу), осад з високою густиною збільшує гідродинамічні опори в трубопроводах системи, що може спричинити порушення суцільності потоку і навіть припинення подачі.

2. Стратифікація густини бурильної суспензії по глибині вантажного танка в інтервалі часу її транспортування 6...48 годин становить 3,89...47,82 %. Запобігання цьому негативному явищу можливе за рахунок забезпечення додаткової Х-подібної циркуляції бурильної суспензії в обсязі сусідніх вантажних танків. Дослідженнями підтверджено, що при цьому стратифікація густини за той самий тимчасовий період знаходиться в діапазоні

1,42...7,92 %. Ще менший рівень стратифікації густини (0,47...1,87 %) досягається за рахунок одночасної циркуляції бурильної суспензії та подачі повітря у вантажний танк.

3. Система, що забезпечує мінімальний рівень стратифікації густини бурильної суспензії під час її транспортуванні на суднах типу PSV, включає мобільні циркуляційний насос і повітряний компресор, трубопроводи та арматуру та може бути встановлена на спеціалізованому судні відповідно до технологічної схеми безпосередньо судновим екіпажем. Потужність, необхідна для забезпечення функціонування подібної системи, не суттєво впливає на енергетичні показники суднової електростанції, яка для спеціалізованих суден, що забезпечують роботу бурових платформ, характеризується підвищеними значеннями та великим коефіцієнтом запасу.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Карьянский С. А. Обеспечение эксплуатационных характеристик высокоплотных технических жидкостей при их транспортировке морскими судами / С. А. Карьянский, Д. Н. Марьянов // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць, 2020. – Вип. 1(61). – С. 97-105. doi.org/10.47049/2226-1893-2020-1-97-105.

2. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment. – December 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: [10.17485/ijst/2016/v9i46/107516](https://doi.org/10.17485/ijst/2016/v9i46/107516).

3. Maryanov D. Development of a method for maintaining the performance of drilling fluids during transportation by Platform Supply Vessel / D. Maryanov // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5(2(61)). – P. 15-20. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239437>.

4. Maryanov D. M. Maintaining the efficiency of drilling fluids when they are transported by platform supply vessels class offshore vessels / D. M. Maryanov // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 22-28. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-22-28>.

5. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education, Vol. 9, № 5. – 2015. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269 (Indexed by Scopus)

6. Maryanov D. Control and regulation of the density of technical fluids during their transportation by sea specialized vessels // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. – № 1 (2(63)). – С. 19–25. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.252336>.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності системи наддува суднових малообертових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Аналіз перспектив розвитку двигунобудування свідчить про те, що в найближчому майбутньому поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) збережуть своє домінуюче становище в традиційних галузях їх застосування (в автомобільному та залізничному транспорті, а також на судах морського та внутрішнього водного транспорту) при одночасному розширенні їх використання у транспортних засобах спеціального призначення. Всі без винятку сучасні суднові двигуни внутрішнього згоряння незалежно від конструктивного виконання та частоти обертання колінчастого валу використовують системи наддуву, які є об'єднаним комплексом, що складається з газової турбіни та повітряного компресора. Підвищення швидкості суден, яку забезпечують головні двигуни, та збільшення потужності суднової електростанції, джерелом енергії якої є допоміжні двигуни, неможливо без збільшення агрегатної та циліндрової потужності суднових дизелів [1]. Виконання цих вимог можливо за рахунок підвищення тиску повітря наддува. Але на сьогоднішній час як системи ізобарного, так і системи імпульсного наддува обмежуються значенням тиску наддуву в межах 0,35...0,4 МПа. Одним зі шляхів забезпечення більш високих значень тиску наддува є застосування у суднових дизелях двохступеневої системи наддува. Тому вивчення цих питань, а також розробка та надання рекомендацій, що забезпечують підвищення їх надійності, ефективності та економічності є цілеподібними та актуальними.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розв'язанню проблеми забезпечення двохступеневого наддуву було присвячено велика кількість наукових досліджень та технологічних розробок. При цьому були прийняті спроби вдосконалення гідравлічних характеристик повітряних компресорів та газових турбін; встановлення окремих компресорів, що мають незалежний від потоку газів дизеля привід; багатоступеневого охолодження повітря наддуву та інші. Незважаючи на великий цикл проведених експериментальних досліджень на двигунах з двохступеневою системою подачі повітря поки існує багато незрозуміlostей з фізикою термо-газодинамічного потоку [2].

Існуюча проблема узгодження поршневого двигуна і турбокомпресора (ТК) в одноступінчастій системі подачі повітря ще в більшій мірі посилюється в двохступеневою системою подачі повітря при ступені підвищення тиску наддуву більш п'яти, що потребують неординарних заходів для підвищення ефективності її використання [3].

Постановка завдання. Дослідженням встановлено, що двоступенева си-

стема подачі повітря має великі можливості підвищення ефективності поршневого двигуна в цілому, починаючи вже з середнього ефективного тиску $p_{me}=1,6$ МПа, але механізм застосування цих систем, а також впровадження двоступеневого наддуву у судових ДВЗ потребує подальшого вивчення та дослідження.

Виклад основного матеріалу дослідження. Як відомо, одним з основних шляхів підвищення ефективної потужності поршневих двигунів є їх форсування по середньому ефективному тиску p_{me} за рахунок збільшення тиску наддуву. Найбільш поширеним способом наддуву є газотурбінний, який поділяється на одноступеневий і двохступеневий наддуву. При газотурбінному наддуві для приводу компресора (двох компресорів, якщо наддув двохступеневий) використовується енергія випускних газів. Система газотурбінного наддуву з силовою турбіною є комбінованою одноступеневою системою наддуву, в якій силова турбіна передає частину енергії випускних газів через механічну або гідравлічну передачу на колінчастий вал поршневого двигуна [4].

На рис. 1 представлена ієрархічна схема різних систем газотурбінного наддуву поршневих двигунів.



Рис. 1. Ієрархічна схема різних систем газотурбінного наддуву поршневих двигунів:

ТК – турбокомпресор; ТВТ – турбіна високого тиску; ВТ – високий тиск; ТНТ – турбіна низького тиску; НТ – низький тиск; КВТ – компресор високого тиску; КНТ – компресор низького тиску

Однак насправді не всі системи газотурбінного наддуву, представлені на рис. 1, знайшли широке застосування в галузі дизелебудування. Перш за все, це стосується двохступеневого наддуву і одноступеневої системи наддуву з силовою турбіною. Можливо, це пов'язано з особливостями роботи агрегатів наддуву в складі комбінованого поршневого двигуна, а також розподілу наявного теплового перепаду по ступеням турбін і необхідної сумарної ступеня підвищення тиску за ступенями компресорів. Слід також зазначити, що робіт, пов'язаних з використанням силової турбіни в складі комбінованого поршневого двигуна, мало. Це відноситься як до вітчизняного, так і зарубіжного дизелебудування.

Система подачі повітря з одноступеневим наддувом при ступені підвищення тиску π_k більше 5,5...6 навіть із сучасною технологією проектування і виготовлення вичерпала свої можливості, і буде потрібно двохступеневий наддув. З іншого боку, в системі подачі повітря з одноступеневим наддувом тиск газів перед турбіною суттєво нижче тиску наддуву p_k , а тиск в кінці такту розширення в циліндрі поршневого двигуна зазвичай в 2...3 рази перевищує тиск наддуву. Отже, частина енергії випускних газів не використовується в турбіні, тобто втрачається при дроселюванні в клапанах і випускній системі. При високому тиску наддуву використання цієї енергії може дати значний ефект, пов'язаний зі зменшенням питомої ефективної витрати палива b_e , а, отже, збільшенням ефективного коефіцієнта корисної дії (ККД) поршневого двигуна η_e . Ця обставина є причиною використання силової турбіни, що передає надлишкову потужність на колінчастий вал поршневого двигуна [4].

У той же час одноступенева система газотурбінного наддуву з силовою турбіною має два основних недоліки:

- 1) збільшення тиску газів перед турбіною p_t обумовлює підвищення роботи насосних ходів ($p_t > p_k$). При такому положенні виграш від використання силової турбіни в одноступінчастій системі наддуву повинен бути істотним у порівнянні з просто одноступінчастою системою газотурбінного наддуву;

- 2) обмеження використання силової турбіни в складі комбінованого поршневого двигуна при π_k до 5,5...6, так як проточна частина компресора може не забезпечити необхідний тиск наддуву.

У порівнянні з поршневим двигуном з одноступеневим наддувом, двигун з дворівневим наддувом має гіршу прийомистість при однаковому p_{me} . Це пов'язано з тим, що тією ж енергією випускних газів необхідно розганяти два ТК замість одного. Однак ККД двохступеневої системи газотурбінного наддуву має більш високе значення в порівнянні з ККД одноступеневої системи газотурбінного наддуву з наступних причин:

- 1) більш повне використання енергії розширення в турбіні;
- 2) більш високий ККД компресора і турбіни (більш низькі швидкості потоку), в тому числі і за рахунок зниження механічних втрат;

- 3) значно вищий рівень тиску наддуву і звідси – можливість отримання більш високих p_{me} ;

- 4) можливість роботи в більш широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів (більш широке поле характеристик).

Ефективність системи подачі повітря з двохступеневим наддувом більшою мірою залежить від використання проміжного охолодження повітря. Однак оцінити вплив проміжного охолодження повітря розрахунковим шляхом поки що повною мірою не представляється можливим.

На рис. 2 показана найбільш поширена схема з'єднання турбін і компресорів при системі подачі повітря з двохступінчастим наддувом.

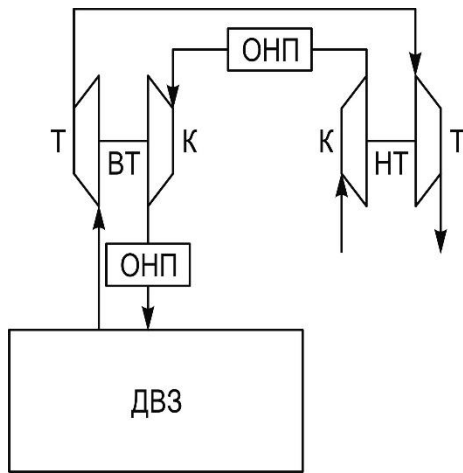


Рис. 2. Схема з'єднання турбін і компресорів при системі подачі повітря з двохступінчастим наддувом:
Т – турбіна; К – компресор; ВТ – турбокомпресор високого тиску; НТ – турбокомпресор низького тиску; ОНП – охолоджувач наддувочного повітря

Особливе місце займають питання оцінки втрат в турбінних решітках ВТ і НТ, що визначає відповідні ККД турбін. Цілком очевидно, що зміна відношення ефективних прохідних перетинів турбін НТ і ВТ впливає на розподіл потужностей між цими турбінами.

Існують різні схеми одноступеневих систем газотурбінного наддуву з силовою турбіною:

- 1) послідовне з'єднання турбіни ТК з силовою турбіною (схема ТК+СТ);
- 2) послідовне з'єднання силовий турбіни з турбіною ТК, коли силова турбіна розташована перед турбіною ТК (схема СТ+ТК);
- 3) турбіна ТК є одночасно силовою турбіною, тобто з'єднана з колінчастим валом через гідравлічну або механічну передачу;
- 4) паралельне з'єднання турбіни ТК і силової турбіни.

Як показує аналіз систем газотурбінного наддуву з силовою турбіною, найбільш перспективними є перші дві схеми (ТК+СТ, СТ+ТК).

Схема установки ТК+СТ володіє деякою перевагою перед схемою СТ+ТК (силова турбіна розташовується по ходу руху газів перед турбіною ТК), так як дозволяє підвищити ККД силової турбіни на 1...2 % через зменшення втрат енергії з вихідною швидкістю (в цьому випадку силова турбіна обертається з меншою швидкістю і лопатки її менш напружені, ніж при роботі за схемою СТ+ТК).

При роботі групи послідовно розташованих рівнів зі зменшенням p_{me} основне зменшення наявного теплового перепаду доводиться на останню по ходу руху газів турбіну. Тому перевага схеми ТК+СТ над схемою СТ+ТК є безсумнівним, так як в цьому випадку буде зменшуватися потужність силової турбіни, а не потужність турбіни ТК, що не викличе суттєвого зниження π_k , а, отже, і p_{me} .

Установка силовий турбіни за схемою ТК+СТ надає комбінованого поршневого двигуну важлива якість: його робота мало залежить від протитиску на випуску.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Як основні висновки по результатам дослідження визначимо наступне:

- кращим рішенням задачі забезпечення мінімуму втрат потоку енергії

під час передачі теплового потенціалу випускних газів є система наддува дизеля;

- найбільші теплові потоки енергії здійснюються за умовою використання двохступеневої системи наддува та силової турбіни;

- для подальшого визначення явищ, що перебігають під час використання двохступеневого наддуву слід виконати широкий цикл експериментальних досліджень, спрямованих на визначення втрат працездатності газів під час їх руху від циліндра дизеля до газової турбіни ГТН.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S.V., Solodovnikov V.G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines // Modern Applied Science. – 2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269

2. Поддубко П.Д., Тупов М. В., Севастьянова А.А., Поддубко Н.Д. Наддув в двигателях внутреннего сгорания. – Вопросы науки. – 2015. – Т. 2. – С. 123-126.

3. Xin R., Zhai J., Liao C., Wang Z., Zhang J., Bazari Z., Ji Y. Simulation Study on the Performance and Emission Parameters of a Marine Diesel Engine // Journal of Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10. – 985. <https://doi.org/10.3390/jmse10070985>.

4. Ibrahim H., Issa M., Lepage R., Ilinca A., Perron J. Supercharging of Diesel Engine with Compressed Air: Experimental Investigation on Greenhouse Gases and Performance for a Hybrid Wind-Diesel System // Smart Grid and Renewable Energy. – 2019. – Vol. 10. – P. 213-236. doi: 10.4236/sgre.2019.109014.

УДК 629.5

Михеев Д.В., Заблоцький Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Зниження необертових втрат енергії в судових двигунах внутрішнього згорання

Постановка проблеми в загальному вигляді. Енергетичні комплекси річкових і морських засобів транспорту є багатокомпонентними структурними об'єктами, при цьому:

- їх функціонування починається з прийому на борт судна робочих рідин (палива, мастила, води);

- їх основним експлуатаційним завданням є перетворення потенційної енергії робочих рідин на корисну роботу, що забезпечує або рух судна, або вироблення теплової та електричної енергії;

- завершальним етапом їх виробничого циклу є видалення відпрацьованих газів і охолоджувальних рідин у довкілля [1].

При цьому необхідно забезпечувати не тільки вимоги щодо отримання ефективної потужності і підтримки екологічних параметрів, але й мінімальний рівень необоротних втрат енергії під час перетворення вхідної енергії на корисну роботу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Конструкційні та технологічні заходи, що забезпечують зниження необоротних втрат енергії під час експлуатації суднових ДВЗ, розглядалися в різних роботах. При цьому увага приділялася модифікації поверхонь циліндро-поршневої групи [3], забезпеченню мінімальної витрати палива [4], загальній методології оцінки енергетичних витрат [5], регенерації властивостей робочих поверхонь основних елементів дизеля [6].

Постановка завдання. Аналіз досвіду проектування та експлуатації суднових пропульсивних комплексів, що забезпечують мінімальний рівень необоротних втрат, показує, що їх вдосконалення доцільно вести за наступними напрямками: підвищення стійкості роботи деталей кривошипно-шатунного механізму (КШМ) і підшипників руху; зниження втрат енергії за рахунок підвищення пружнодемпфуючих властивостей мастильного матеріалу, що забезпечує процеси змащування і охолодження КШМ і підшипників, а також працездатний стан колінчастого валу і лінії валопроводу; мінімізація гідравлічних втрат і контактних навантажень у паливній апаратурі високого тиску; розвиток методів діагностики технічного стану вузлів і деталей дизеля, а також функціональних характеристик робочих рідин, що забезпечують отримання корисної роботи; удосконалення методів, що сприяють зниженню термічних і динамічних навантажень на рухомі і нерухомі деталі дизеля і валопроводу. Найбільшим доступним в умовах експлуатації вже існуючого енергетичного обладнання є оптимізація роботи циркуляційних систем мащення.

Виклад основного матеріалу дослідження. З цілого ряду методів, що є найбільш прийнятними для суднових умов (з технологічної та фінансової точки зору), є використання оптимального доливання мастила в систему і застосування поверхнево активних речовин (ПАР) [7].

Вплив інтенсивності доливання моторного мастила в загальний об'єм циркуляційної системи мащення на механічні втрати енергії можливо оцінити за зміною механічного ККД дизеля для різних умов експлуатації (різних умов поповнення системи мащення свіжим мастилом). Для цього виконувалось вимірювання механічного ККД на різних режимах роботи дизелів 6EY22AW (що відповідають 35-ти, 50-ти, 65-ти і 80-ти %-ому навантаженню) за різної інтенсивності поповнення системи мащення: 1-ий дизель – через 100, 2-ий – через 25, 3-ий – через 10 годин роботи. На кожному з досліджуваних режимів ($0,35N_{\text{еном}}$, $0,5N_{\text{еном}}$, $0,65N_{\text{еном}}$, $0,8N_{\text{еном}}$) дизелі експлуатувалися рівний проміжок часу, який залежно від навантаження суднової електростанції становив 1,5...2,5 години. Зміна навантаження на двигуни за цей час не перевищувало $\pm 2,5\%$, а отриманий масив значень механічного ККД дозволяв із високою точністю визначити його середнє значення.

У результаті були отримані значення, узагальнені у вигляді таблиці 1, за результатами якої побудована діаграма, що наведена на рис. 1.

Таблиця 1. Зміна механічного ККД судових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar за різних умов експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на двигун			
	$0,35N_{\text{ном}}$	$0,5N_{\text{ном}}$	$0,65N_{\text{ном}}$	$0,8N_{\text{ном}}$
Двигун № 1 (поповнення через 100 годин)	0,743	0,803	0,842	0,872
Двигун № 2 (поповнення через 25 годин)	0,806	0,821	0,862	0,882
Двигун № 3 (поповнення через 10 годин)	0,823	0,837	0,873	0,891

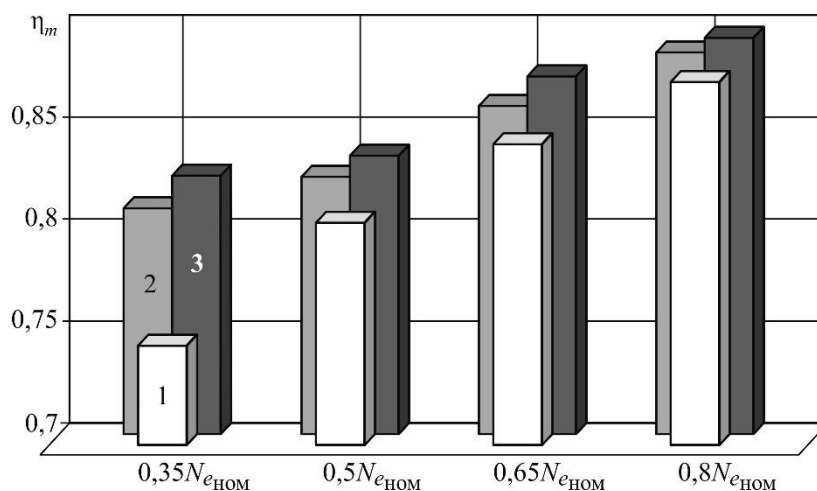


Рис. 1. Зміна механічного ККД судового дизеля 6EY22AW фірми Yanmar за різної інтенсивності доливання мастила:
1 – через 100 годин; 2 – через 25 годин; 3 – через 10 годин

Наведені в таблиці 1 і на рис. 2 результати підтверджують зниження необоротних втрат енергії під час скорочення часу між доливанням мастила в обсяг циркуляційної системи.

Для визначення впливу ПАР на необоротні втрати судових середньооборотних дизелів експерименти отримали наступне продовження [8]. Як і в попередній серії експериментів, дизелі експлуатувалися на рівновеликому навантаженні $(250...750) \pm (15...45)$ кВт, однакову кількість часу 12...15 годин/добу.

Технологічна послідовність проведення експериментів полягала в наступному. Перший дизель був «контрольним», і після заміни мастила в його системі мащення інших технічних заходів з ним не проводилося, і відповідно до вимог заводу-виготовлювача його експлуатація здійснювалася протягом 100 годин роботи без проміжного поповнення мастила в системі. За цей період експлуатації кількість мастила в циркуляційній системі дизеля не знижувалась нижче гранично допустимого значення. При цьому в циркуляційній системі з точністю $\pm(2,5...3)$ % підтримувалися постійний тиск і температура ма-

стила. Система мащення другого дизеля поповнювалася свіжим мастилом через кожні 10 годин роботи до верхнього рекомендованого в картері дизеля, що відповідало максимально можливому обсягу мастила в системі. Даний період поповнення було визначено в якості оптимального під час проведення попередніх експериментів. Система мащення третього дизеля спочатку заповнювалася мастилом з поверхнево активною присадкою (ПАП), що містить у своєму складі солі міді. Оптимальна концентрація присадки становила 0,1 % від обсягу мастила в системі мащення і була встановлена за допомогою попередніх оптичних і триботехнічних досліджень [9]. Крім того, через кожні 10 годин роботи здійснювалося поповнення циркуляційної системи мащення даного дизеля мастилом з такою ж концентрацією ПАП.

Аналогічно попередній серії експериментів, для кожного дизеля в діапазоні навантажень $(0,35...0,8)N_{\text{еном}}$ виконувалося визначення механічного ККД. Результати цих експериментів наведені в таблиці 2 та надані на рис. 2.

Таблиця 2. Зміна механічного ККД судових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar за різних умов експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на двигун			
	$0,35N_{\text{еном}}$	$0,5N_{\text{еном}}$	$0,65N_{\text{еном}}$	$0,8N_{\text{еном}}$
Поповнення через 100 годин	0,743	0,803	0,842	0,872
Поповнення через 10 годин	0,823	0,837	0,873	0,891
Поповнення через 10 годин та додавання ПАП	0,852	0,864	0,887	0,906

Висновки і перспективи подальших досліджень. Із цілого ряду методів зниження механічних втрат у судових середньообертових дизелях найбільш прийнятними для судових умов (з технологічної та фінансової точки зору) є використання оптимального доливання мастила в систему циркуляційного мащення і застосування поверхнево активних речовин. Перший (доливання мастила) рекомендовано заводом-виготовлювачем, але, як правило, розроблено для номінального режиму роботи дизеля за умови його експлуатації за стандартних умов. Другий (застосування присадок) не має широкого розповсюдження через необхідність додаткових досліджень та розробки спеціальних рекомендацій, що враховують особливості експлуатації дизелів на різних експлуатаційних режимах, а також у випадках зміни одного сорту палива на інший.

Зниження механічних втрат оцінюється прямо пропорційним зростанням механічного ККД дизеля. Цей параметр при роботі дизеля 6EY22AW фірми Yanmar без використання ПАП у циркуляційній системі мащення та при нормативному терміні поповнення системи мастилом дорівнює $80,3 \pm 0,2$ %. Вибір оптимального режиму поповнення циркуляційної системи, а також додавання в загальний обсяг циркуляційної системи поверхнево-активної присадки з оптимальною концентрацією (визначення якої здійснюється попередніми лабораторними дослідженнями), сприяє збільшенню механічного ККД дизеля – тобто зниженню механічних втрат та збільшенню ефективної потужності.

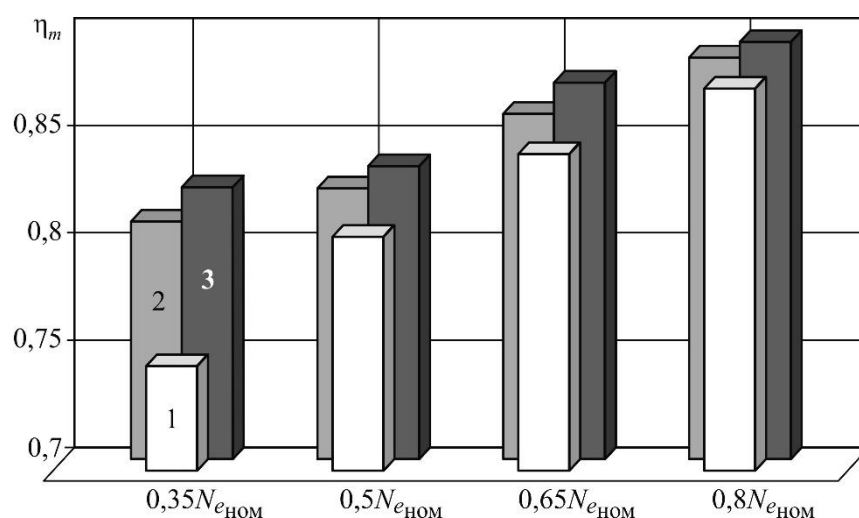


Рис. 2. Зміна механічного ККД суднового дизеля 6EY22AW фірми Yanmar за різної інтенсивності доливання мастила:

1 – робота системи мащення в штатному режимі; 2 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи; 3 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи і додавання поверхнево активної присадки

При оптимальному поповненні циркуляційної системи (яке відповідно до експериментальних досліджень складає 10 годин) та додаванням до обсягу циркуляційної системи мащення ПАП (з оптимальною концентрацією 0,1 % за загальним обсягом системи) можливо 5,8...11,1 %-е зниження механічних втрат, що для суднового дизеля 6EY22AW фірми Yanmar (на якому виконувалися експериментальні дослідження) забезпечує досягнення значення механічного ККД на рівні $89,1 \pm 0,2$ %.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Kuropyatnyk O.A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines / O.A. Kuropyatnyk, S.V. Sagin // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology, 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1-9.

2. Голіков В.А. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології / В.А. Голіков, О.А. Онищенко // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 13-27.

3. Сагин С.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей / С.В. Сагин, Ю.В. Заблочкий // Проблемы техники : наук.-виробн. журнал. – 2011. – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 78-88.

4. Sagin S.V. Estimation of Operational Properties of Lubricant Coolant Liquids by Optical Methods / S.V. Sagin, V.G. Solodovnikov // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – Vol. 12. – Num. 19. – P. 8380-8391.

5. Сагин С.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей / С.В. Сагин, Д. В. Мацкевич // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2011. – № 26. – Одесса : ОНМА. – С.116-125.

6. Levchenko V.A. Orientational ordering in 2, 6-lutidine near quartz surfaces modified by carbon / V.A. Levchenko, A.Yu. Popovskii // Journal of Molecular Liquids. – 2000. – Т. 85. – № 1-2. – С. 211-217.

7. Поповский А. Ю. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей / А. Ю. Поповский, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2014. – Вып. 20. – С. 74-83.

8. Поповский А.Ю. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств / А.Ю. Поповский, С.В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. – 2016. – Вып. 22. – С. 66-74.

9. Zablotsky Yu.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu.V. Zablotsky, S.V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology. – December 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

УДК 629.5

Нелюбін А.Р., Заблоцький Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Вдосконалення системи очищення суднових палив

Постановка проблеми в загальному вигляді. Двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ), або дизелі є найбільш розповсюдженими типами теплових двигунів, що використовуються на судах морського та внутрішнього водного транспорту та забезпечують рух (через передачу крутного моменту на гвинт) та внутрішньо суднові потреби в електричній енергії (через передачу потужності до суднових електрогенераторів).

Для забезпечення суднових дизелів (як головних, так і допоміжних) паливом, мастилом, водою і повітрям, а також для видалення відпрацьованих газів суднові енергетичні установки (СЕУ) обладнають системами: паливної, мастильної, водяного охолодження, стисненого повітря, газовипуска. Названі системи забезпечують подачу палива до паливних насосів високого тиску дизелів і його подальший впорскування в циліндр; подачу мастила на змащення та охолодження вузлів тертя; подачу охолоджуючих рідин для відводу теплоти від нагрітих деталей, подачу стисненого повітря для пуску та реверсу двигуна; подачу свіжого повітря для здійснення робочого циклу і очищення циліндра від продуктів згоряння.

Найбільш розгалуженішою і насиченою за своїм складом є паливна система, яка складається з систем високого і низького тисків. Паливна система низького тиску призначена для підготовки і подачі палива до паливної системи високого тиску і включає цистерни, фільтри, насоси, змішувачі, сепаратори, підігрівачі, різні спеціальні пристрої і паливопроводи. Паливна система високого тиску забезпечує впорскування палива в камеру згоряння двигуна і включає паливний насос високого тиску та форсунку, зазвичай з'єднані паливопроводом високого тиску. При застосуванні насос-форсунок паливопровід високого тиску відсутній, а в разі установки на дизелі сучасних систем common-rail нагнітання палива до форсунок відбувається із загальної магістралі.

Під час роботи суднових дизелів на високов'язких паливах з підвищеною густиною спостерігається відхилення від нормального процесу згорання в циліндрі, викликане зміною параметрів подачі палива. За такими обставинами суттєво збільшується тиск уприскування та змінюються фази подачі палива, причому ці відхилення тим значніше, чим вище в'язкість та чим більше густина палива. Важкі сорти палива в порівнянні з дизельними характеризуються більш низьким цетановим числом, що призводить до збільшення періоду затримки запалення під час їх згорання. Внаслідок цього до початку займання в циліндр дизеля подається кілька більша кількість палива, що обумовлює збільшення питомої витрати палива та більш жорстку роботу дизеля. Важке паливо згорає повільніше ніж дистилатне, має більший процес догорання, що сприяють збільшенню температури випускних газів. Зміна процесу згорання викликає і більш високу, ніж під час роботи на дизельному паливі, теплову напруженість циліндра.

Одним зі шляхів розв'язання цієї проблеми є підвищення якості очищення суднових палив підвищеної густини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В останні роки на транспортних судах важкі сорти палива високої в'язкості, що мають більш низьку вартість, використовуються на всіх типах дизелів – як малообертових (МОД), також середньообертових (СОД). Згідно з вимогами таких провідних фірм, що будують дизелі, як Wartsila-Sulzer, MAN Diesel & Turbo суднові СОД повинні надійно експлуатуватися на всіх режимах (в тому числі на пускових і перехідних) при використанні палив з в'язкістю до 380 мм²/с. Перспективи розвитку транспортного суднобудування із застосуванням СОД в світовій практиці тісно пов'язані з використанням подібних видів палива. При цьому слід зазначити, що важкі сорти палива використовуються для роботи як головних СОД, що передають свою потужність на рушій, так і допоміжних, які є приводом електричних генераторів двигунів. Крім того, в судову практику чітко просліджується тенденція використання важких сортів палива не тільки для сучасних моделей СОД, а й переведенні СОД попередніх моделей (спроектованих з умовою роботи на легких сортах палива) на експлуатацію на паливі з підвищеною в'язкістю.

Аналіз досліджень з підготовки суднового палива до його спалювання в циліндрі дизеля показує, що традиційними методами очищення палива є відстоювання, сепарації і фільтрація, основним завданням яких є видалення з нього води, механічних домішок і золи. Це завдання сформулювалося в результаті аналізу впливу домішок, що знаходяться в паливі, на показники роботи дизеля і тих методів і засобів підготовки палива, якими володіє більшість СЕУ [4, 5].

Відстоювання палива, як метод очищення палива від механічних домішок і води, здійснюється під дією сили тяжіння за рахунок більшої густини забруднюючих частинок.

Процес фільтрації полягає в очищенні палива від механічних домішок при проходженні його, через елемент, що фільтрує. В даний час в системах підготовки важкого палива застосовують фільтри, що відокремлюють механічні домішки і воду. Простота, надійність і автоматизоване управління роботою цих фільтрів є їх перевагами в порівнянні з складними, дорогими, такими, що вимагають кваліфікованого обслуговування відцентровими сепараторами. На багатьох морських судах спеціальні фільтраційні установки повністю замінили сепараторів.

Сепарація найбільш ефективний засіб очищення палива від води і механічних домішок. Сепарація дозволяє видалити з палива всі металеві частинки розміром більше 1 мкм і неметалічні частинки розміром 2...3 мкм, знизити зміст води 0,2 %, а також значно зменшити зольність палива. Система сепарації призначена для очищення палива від води і механічних домішок і для заповнення очищеним паливом витратних цистерн. Перед сепарацією паливо частково очищається від води і механічних домішок у відстійній цистерні. Сепарації набуває особливо важливе значення під час використання в дизелях важких палив. Підвищення якості палива шляхом сепарації дозволяє зменшити зношування деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) і паливної апаратури, зменшити утворення нагарів в циліндрах і підвищити економічність дизеля [6].

Постановка завдання. Метою дослідження підвищення є визначення технологічної схеми сепарації важкого палива з підвищеною густиною з одночасним підвищенням надійності роботи суднового сепаратора.

Виклад основного матеріалу дослідження. Однією з сучасних систем сепарації палива є система обробки палива PureDry, яка не лише забезпечує процес сепарації палива, що далі спрямовується до дизеля, впорскується та згорає, а і виконує повторну сепарацію відпрацьованого палива з метою можливості повернення його частини в паливну систему.

Система PureDry дозволяє судновласникам отримати значні доходи від використання сепаратора, що дозволяє відновляти паливо з відходів, для повторного використання в дизельних двигунах або котлів. У той же час, це ефективно усуває проблеми, пов'язані з нафтовмісними відходами. Принцип

PureDry виявився надійним і ефективним способом безперервного відновлення палива в дизельному двигуні [7, 8]. Схема системи сепарації палива наведена на рис. 1.

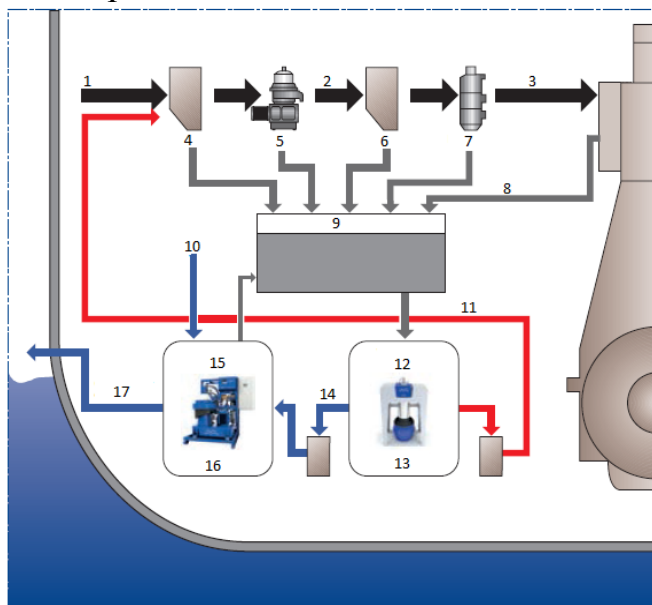


Рис. 1. Система Альфа Лаваль PureDry:

- 1 – паливо з бункерного танка;
- 2 – система обробки палива; 3 – паливо в дизельний двигун; 4 – відстійник;
- 5 – сепаратор; 6 – видаткова цистерна; 7 – паливний фільтр; 8 – витоки двигуна; 9 – бак з відходами палива;
- 10 – водостік лляльних вод; 11 – відновлене паливо;
- 12 – відновлення відпрацьованого палива; 13 – PureDry; 14 – вода;
- 15 – сепарування лляльних вод; 16 – сепаратор лляльних вод; 17 – відведення води за борт

Переваги системи:

- зниження до 2 % в паливному законопроекті відновлення палива;
- відновлене паливо може бути переведено в бункерний танк;
- зниження вуглецевого сліду діоксиду;
- утилізація відходів палива являє собою цінний внесок у скорочення викидів CO₂, для судноплавних компаній з навколишнім середовищем;
- зниження обсягів нафтовмісних відходів 99 %;
- система видаляє максимальну кількість води з відпрацьованого палива, і направляє його в систему лляльних вод, тим самим усуваючи нафтовмісні відходи;
- економія витрат на бункерування нафтових відходів;
- система сприяє значній економії в цілому;
- вартість складання відпрацьованого палива і твердих частинок;
- зниження обсягів танків для відпрацьованого палива та стічних вод.

Переваги системи також підтверджується залежностями, що наведені на рис. 2 та відображають економічність використання системи PureDry фірми Alfa-Lava за різних умов її експлуатації.

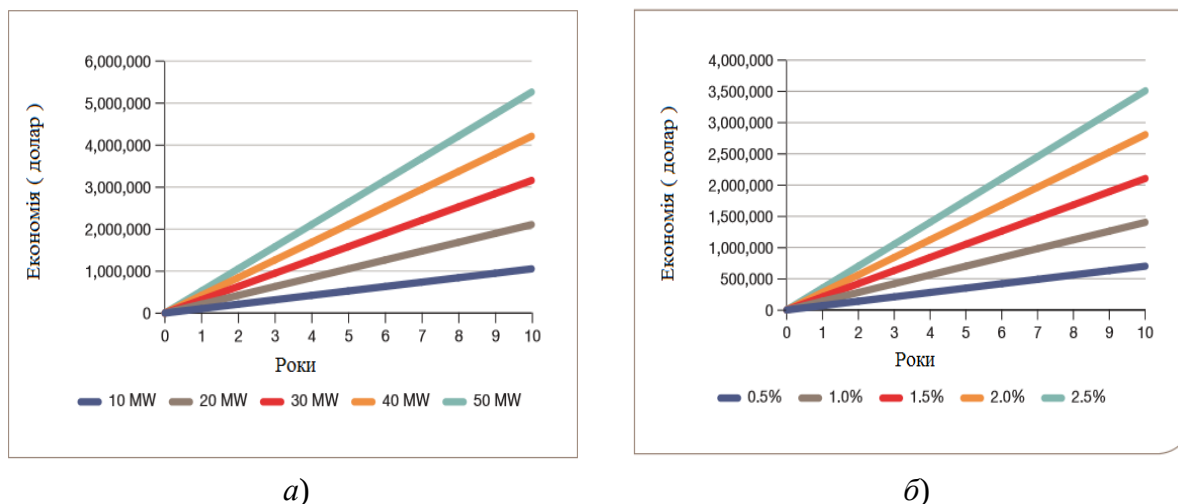


Рис. 2. Економічність використання системи PureDry фірми Alfa-Lava за різних умов її експлуатації:

a – в залежності від потужності дизеля; *б* – в залежності від вмісту механічних домішок

Висновки і перспективи подальших досліджень. В результаті проведених досліджень зробимо наступні висновки.

1) світове дизелебудування (в тому числі і суднове) продовжує розвиток тенденції до збільшення агрегатних потужностей дизелів, при цьому одночасно з підвищенням їх ефективних показників зростають енергетичні витрати, що пов'язані із забезпеченням функціонування систем підготовки палива та підтримки заданих експлуатаційних характеристик палива;

2) суднова система підготовки палива системою, експлуатація якої прямо впливає на економічність роботи судових дизелів та енергетичну ефективність всієї СЕУ;

3) широке застосування високов'язких палив та палив з підвищеною густиною в сучасних судових СОД, а також переведення СОД попередніх моделей на подібні сорти палива вимагають створення спеціальних систем і технологій його очищення від домішок і підготовки до подальшого спалювання в циліндрі дизеля;

4) для безаварійної і ефективної роботи судових дизелів при використанні важких сортів палива необхідна особлива увага до його очищення;

5) для зменшення витрат, що пов'язані з перевезенням та подальшою здачею на берегові станції залишків нафтопродуктів ціле подібно використовувати подвійну сепарацію палива.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S.V., Solodovnikov V.G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines // Modern Applied Science. – 2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

2. Zablotzky Yu.V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives // Indian Journal of

Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

3. Заблоцкий Ю. В. Повышение топливной экономичности и экологических параметров работы судовых дизелей при использовании присадок к топливу // Austria-science. – 2017. – № 2. – С. 83-88.

4. Sagin A.S., Zablotskyi Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 14-17. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17>.

5. Денисов В.Г. Методы и средства технического диагностирования судовых энергетичних установок. – Одесса : Фенікс, 2008. – 304 с.

6. Тымкив А.В., Денисов В.Г. Методы и средства диагностирования судовой энергетической установки // Судовые энергетические установки : Одесса, 2013. – Вып. 32. – С. 113-123.

7. Сагін С.В. Зниження механічних втрат у судових середньообертових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 5-11. DOI : 10.31653/smf340.2020.5-11.

8. Заблоцький Ю.В. Підвищення економічності роботи судових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 12-16. DOI : 10.31653/smf340.2020.12-16.

УДК 629.5

Сивоконенко Г.В, Заблоцький Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Удосконалення процесу підготовки судових важких палив

Постановка проблеми в загальному вигляді. Для забезпечення якісного процесу підготовки палива та його подальшого ефективного використання до складу судових паливних систем включається різне обладнання та застосовуються додаткові методи, одним з яких є кавітаційна обробка палива ультразвуком. У судових умовах це завдання технологічно може бути здійснено шляхом дообладнання штатних систем підготовки палива додатковими модулями, які здійснюють даний процес. Подібні питання розглядалися, вивчалися і виконувалися для двигунів відносно невисокою потужності, що використовуються в автомобільному та залізничному транспорті, а також для палив з масовим вмістом сірки до 0,1 %. Аналогічні дослідження для судової енергетики, яка характеризується високою агрегатної потужністю, широким спектром використовуються палив та автономністю роботи судових енергетичних установок (СЕУ) практично відсутні. Крім того, при визначенні актуальності подібних розробок для систем підготовки палива двигунів внутрішнього

згоряння (ДВЗ) морських суден необхідно враховувати рівень ризиків можливих відмов і складність виконання технологічних робіт у разі порушення працездатного стану вузла або елемента двигуна. Якщо доставка запасних частин та їх заміна під час аварії стаціонарних двигунів може бути виконана протягом декількох годин, то для двигунів, що використовуються на морських судах, подібні заходи з урахуванням дальності та автономності плавання судна можуть досягати декількох десятків днів. Статистика позаштатних ситуацій, пов'язаних з аваріями паливних систем та їх елементів, має випадки використання морських буксирів для транспортування аварійного судна в найближчий порт. Таким чином, впровадження позитивного досвіду експлуатації систем додаткової ультразвукової обробки палива може сприяти не тільки підвищенню економічності роботи суднових дизелів, а й надійності роботи всього суднового пропульсивного комплексу [1-3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Паливо для суднових дизелів з точки зору дисперсної системи має в'язкість, що не підкоряється законам Ньютона, Пуазейля, Стокса, тому що входять до її складу довгі безладно розташовані молекули парафіну і смол утворюють гнучку решітку. Тому система надає значний опір силам зсуву. Кавітація руйнує безперервний ланцюжок, розриваючи зв'язку між окремими частинами молекул. Таким чином, кавітація впливає на зміну структурної в'язкості, тобто на розрив Ван-дер-Ваальсових зв'язків всередині палива. Додаткова ультразвукова обробка палива, перш за все, сприяє поліпшенню дисперсних якостей палива, а явище кавітації, що супроводжує цей процес, призводить до додаткової активації його вуглеводневих складових і розщепленню C-C і C-S зв'язків [4, 5].

Для кавітаційного впливу на рідину використовуються гідродинамічні, електродинамічні, п'єзоелектричні, магнітострикційні і механічні генератори кавітації. В ультразвуковому діапазоні найбільш поширені п'єзоелектричні і магнітострикційні генератори кавітації. У цих електроакустичних перетворювачах використовується прямий магнітострикційний і п'єзоелектричний ефект в змінних магнітних і електричних полях. Діапазон частот збудження перетворювачів є дуже широким (від 8 до 44 кГц і вище). Ультразвукові коливання від перетворювача передаються до оброблюваних речовин через спеціальні пристрої (концентратори, пластини та ін.), що закінчуються поверхнею, яка випромінює [6]. На практиці класифікують три діапазону ультразвукового поля: високі частоти (2...10 МГц); середні частоти або сонохімія (300...100 кГц) і традиційний низькочастотний діапазон (<300 кГц). Високочастотні діапазони викликають кавітацію, нагрівання, створюють турбулентність, стискають-розряджають рідину, руйнують молекули, змінюють структуру рідини. Високочастотна ультразвукова обробка палива застосовується для обробки великих обсягів палива, вміст сірчистих домішок в яких перевищує 4%. Її використання характерно для початкової переробки нафтопродуктів. Низькочастотний діапазон також викликає кавітацію в рідині, створює напруження розтягу, при цьому ставиться до слабо енергетичного впливу, що викликає в основному зміну властивостей структурної рідини. Саме цей

діапазон ультразвукових хвиль найбільш повно підходить для обробки палива в суднових умовах [7, 8].

Постановка завдання. Завдання дослідження полягало в розробці варіанту дообладнання паливної системи суднового дизеля з урахуванням можливості використання ультразвукової обробки палива.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження впливу ультразвукової кавітаційної обробки палива на сірчастий знос ЦПГ і параметри роботи суднового двигуна проводилося для ряду суднових СОД, одним з яких був дизель S6A2 фірми «Mitsubishi» з наступними характеристиками: діаметр циліндра – 0,15 м; хід поршня – 0,19 м; номінальна потужність – 360 кВт; частота обертання колінчастого вала – 1000 об/хв [6]. Дизелі в кількості трьох штук входили до складу суднової допоміжної енергетичної установки, мали кожен свою автономну систему подачі палива, що давало можливість проводити дослідження для окремого дизеля з паливом, які пройшли різні етапи підготовки. Паливна система одного з двигунів не піддавалася перекомплектації і експлуатувалася в «штатному» стані, при цьому даний дизель приймався за «контрольний». Паливо до двох інших дизелів подавалося після додаткової кавітаційної обробки, для чого паливна система цих дизелів була доукомплектована модулем ультразвукової кавітаційної обробки. Фрагмент ділянки з дообладнання паливної системи дизелів показаний на рис. 1 [9].

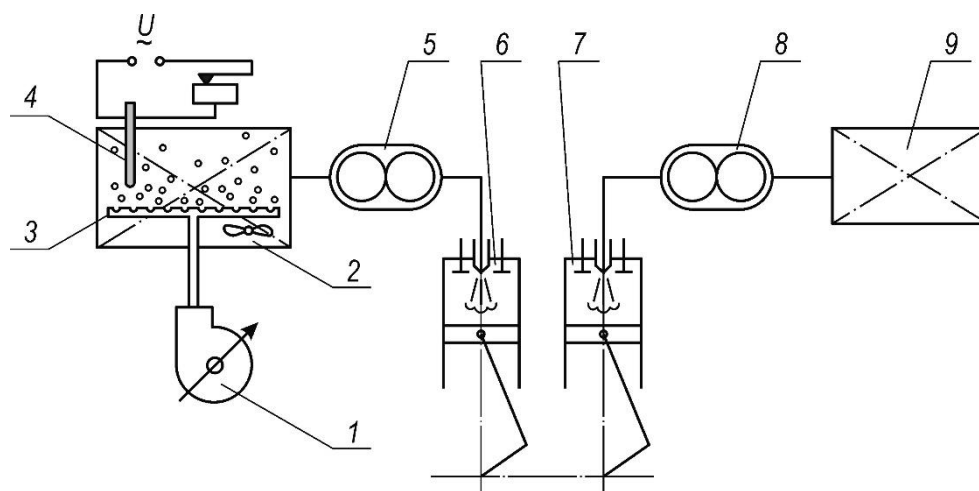


Рис. 1. Схема дообладнання системи подачі палива до двигуна (фрагмент):
1 – повітряний компресор; 2, 9 – паливні цистерни; 3 – повітряна магістраль;
4 – ультразвукова установка; 5, 8 – паливні насоси; 6, 7 – двигуни

Двигун 7 був контрольним »і експлуатувався в« штатному »режимі, при цьому паливо, пройшовши стандартну процедуру підготовки, подавалося до нього насосом 8 з цистерни 9. Двигуни 6 були« експериментальними ». Паливо для двигунів подавалося насосом 5 з цистерни 2 (об'ємом 1,8 м³), в якій паливо піддавалося впливу ультразвукових хвиль за допомогою модульного генератора багатозначного ультразвукового поля УЗГ-5-М з фазовою корекцією і магнітострикційним випромінювачем. Генератор складається з декіль-

кох силових осередків УЗГ-5 і загальної системи управління. Система дозволяє регулювати різницю фаз вихідної напруги осередків, домагаючись необхідного розподілу картини ультразвукового поля. Генератор забезпечував будь-яку потужність в діапазоні 20...5000 Вт і вихідну частоту ультразвукового сигналу в діапазоні 7...30 кГц з точністю завдання частоти до 1 Гц.

Для посилення кавітаційних явищ в нижній цистерні 2 була прокладена додаткова повітряна магістраль 3, нагнітання повітря в яку здійснювалося повітряним компресором 1. Бульбашки повітря, що потрапляють в обсяг палива, були додатковими джерелами кавітаційних зон.

У паливній цистерні 2, в якій відбувалася ультразвукова обробка палива, додатково встановлювався лопатковий змішувач, що забезпечувало однорідність палива в повному обсязі. Під час проведення експерименту дизелі експлуатувалися на паливі НФО380.

Вплив кавітаційної обробки палива на сірчисту корозію ЦПГ може бути проаналізовано на прикладі визначення зносу циліндричної втулки і верхнього поршневого кільця суднового СОД S6A2 фірми «Mitsubishi». Результати вимірювання лінійного зносу циліндрових втулок I_h і масового зносу поршневих кілець I_m наведені на рис. 2, 3 [8].

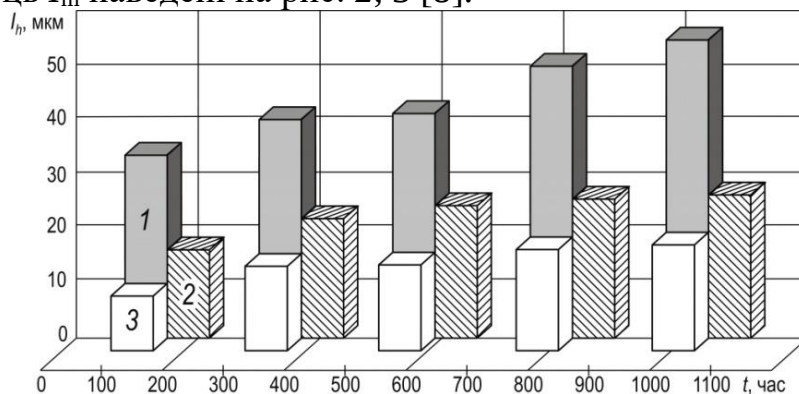


Рис. 2. Корозійний знос циліндрових втулок суднового СОД

S6A2 фірми «Mitsubishi» при різних умовах проведення експерименту:

- 1 – паливо без додаткової обробки (під час експлуатації системи підготовки палива дизеля в «штатному» режимі);
- 2 – паливо, з додатковою кавітаційну обробкою (за умовою використання в системі підготовки палива тільки ультразвукового кавітатору);
- 3 – паливо, з додатковою кавітаційну обробкою (за умовою використання ультразвукового кавітатору та додаткової подачі повітря в зону кавітації)

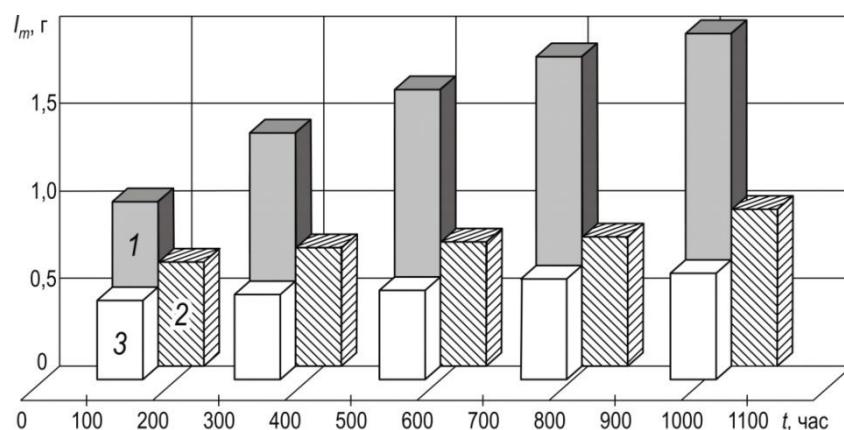


Рис. 3. Корозійний знос поршневих кілець суднового СОД

S6A2 фірми «Mitsubishi» при різних умовах проведення експерименту:

- 1 – паливо без додаткової обробки (під час експлуатації системи підготовки палива дизеля в «штатному» режимі);
- 2 – паливо, з додатковою кавітаційну обробкою (за умовою використання в системі підготовки палива тільки ультразвукового кавітатору);
- 3 – паливо, з додатковою кавітаційну обробкою (за умовою використання ультразвукового кавітатору та додаткової подачі повітря в зону кавітації)

Висновки і перспективи подальших досліджень. Сучасні схеми побудови паливних систем судових дизелів в модульному варіанті дозволяють проводити модернізацію і перекомплектацію окремих модулів. При цьому найбільшу ефективність приносить перекомплектація модуля (системи) підготовки. Додаткове включення в цей модуль вузлів ультразвукової обробки і гідродинамічної активації палива призводить до зниження зносу циліндропоршневої групи дизеля.

Проведені експериментальні дослідження свідчить про те, ультразвукова кавітаційну обробка палива призводить до зниження сірчистого зносу деталей ЦПГ, при цьому найбільше зниження цього параметра спостерігається для поршневих кілець, що особливо актуально, враховуючи важливість даного вузла в забезпеченні як якісного перебігу процесів стиснення, згоряння та розширення, так і надійності роботи сполучення поршневі кільця – втулка циліндра.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сагін А.С., Заблоцький Ю.В. Регенерація змащувальних властивостей моторних палив і мастил під час експлуатації судових дизелів // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 17-30. doi: 10.31653/smf45.2022.17-30.
2. Сагін С.В., Побережний Р.В. Аналіз ефективності використання в судових дизелях палив різного фракційного та структурного складу // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 31-42. doi: 10.31653/smf45.2022.31142-42.
3. Мадей В.В., Волков О.М. Оптимізація процесу паливоподачі дизелів суден морського транспорту під час використання паливних сумішей до складу яких входить біодизельне паливо // Суднові енергетичні установки : науково-

технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 43-56. doi: 10.31653/smf45.2022.43-56.

4. Солодовніков В.Г. Використання ультразвукової обробки в модульних схемах побудови суднових систем паливopідготовки // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 158-168.

5. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2 (61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

6. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 49-54. DOI : 10.31653/smf340.2020.49-54.

7. Солодовніков В.Г. Забезпечення технічного стану суднових дизелів шляхом кавітаційної обробки палива // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 65-69. DOI : 10.31653/smf340.2020.88-94.

8. Solodovnikov V. G. Ultrasonic fuel processing as a method of improving the technical condition and economic characteristics of ship diesels // American Scientific Journal, 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 59-62.

9. Солодовніков В.Г. Використання ультразвукової обробки в модульних схемах побудови суднових систем паливopідготовки // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 158-168.

УДК 629.5

Гагауз Л.Л., Заблоцький Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення паливної економічності дизелів суден морського транспорту

Постановка проблеми в загальному вигляді. Морський та внутрішній водний транспорт є невід'ємною складовою інфраструктури багатьох країн, пов'язаних між собою водними шляхами. Рух суден, а також функціонування суднової електростанції забезпечується дизелями – найпоширенішими тепловими двигунами, застосовуваними в суднових енергетичних установках. Специфіка роботи морських і річкових суден не дозволяє використовувати на них як джерела енергії акумуляторних або сонячних батарей, а також вітрогенераторів, які в даний час активно розробляються та впроваджуються в автомобільному транспорті, а також в стаціонарній енергетиці. Отримання ефективної потужності суднових дизелів неможливо без використання палива нафтового походження, природні запаси якого щорічно знижуються. Одночасно з цим

посилюються вимоги, що висуваються до екологічних показників роботи енергетичних установок суден морського та внутрішнього водного транспорту. Це обумовлює впровадження в суднову енергетику методів та технологій, що забезпечують покращення процесу згоряння палива та сприяють при цьому підвищенню паливної економічності дизелів суден морського транспорту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним з методів підготовки палива до використання є його хімічна обробка, яка забезпечується за рахунок додавання до нього паливних присадок. Присадки до суднових палив в даний час набули досить широкого поширення на суднах, однак результат їх застосування не завжди отримує однозначну оцінку. Це пов'язано з різними причинами, які, перш за все, залежать від характеристик суднового дизеля та елементів його паливної системи, а також від забезпечення правильної технології використання присадок [2, 3].

Постановка завдання. На даний момент конструктивне і технологічне виконання суднових двигунів внутрішнього згоряння (СДВЗ) досягло своєї досконалості, що забезпечує мінімальні питомі витрати палива даних типів теплових двигунів в порівнянні з іншими (паровими котлами та газовими турбінами). Тому використання присадок до палива вважається одним із шляхів підвищення паливної економічності дизелів. У зв'язку з цим метою дослідження було визначення впливу паливних присадок на економічність роботи СДВЗ.

Виклад основного матеріалу дослідження. Застосування паливних присадок особливо актуально для допоміжних двигунів, є приводами електричних генераторів. Дані типи двигунів характеризує підвищена (в порівнянні з головними двигунами) частота обертання колінчастого вала, а також безперервна робота в складі суднової електростанції (як на ходових, так і на стоянкових режимах експлуатації судна). Перше (підвищена частота) скорочує час впорскування палива, друге (робота під час стоянок в акваторії морських портів) накладає додаткові вимоги щодо забезпечення екологічних показників роботи двигунів [4].

Дослідження в умовах морського судна дедвейтом 14745 тонн були проведені в паливній системі дизеля 6DC-17A Tier II Daihatsu Diesel з наступними основними характеристиками:

діаметр циліндра – $d=0,17$ м;

хід поршня – $s=0,27$ м;

частота обертання – $n=1000$ хв⁻¹;

номінальна потужність – $N_{ном}=570$ кВт;

кількість циліндрів – $i_{ц}=6$.

До складу суднової енергетичної установки входило три названих дизеля, що використовуються в якості дизель-генераторів. Це дозволило два дизеля використовувати для проведення експериментів, а один залишати в якості «контрольного». Схема паливної системи дизелів наведена на рис. 1.

Процес згоряння палива, що відбувався в циліндрах дизеля 1, забезпечувався завдяки подачі повітря від газотурбокомпресору 1 та палива від паливної системи (до складу якої входили насос, що підкачує паливо 3, паливний фільтр грубого очищення 4, витратна цистерна 5). З метою забезпечення експерименту паливна система була дообладнана витратоміром 6 і дозатором присадки 7. Така організація подачі присадки в паливну систему забезпечувала необхідну дисперсію і рівномірний рівень її розчинення в паливі. Двигуни при дослідженнях працювали в паралельному режимі, що дозволяло підтримувати однакове навантаження як на «експериментальних», так і на «контрольному» дизелі. Випробування здійснювались під час навантажень 50 %, 60 %, 70 % та 80 % від номінальної потужності.

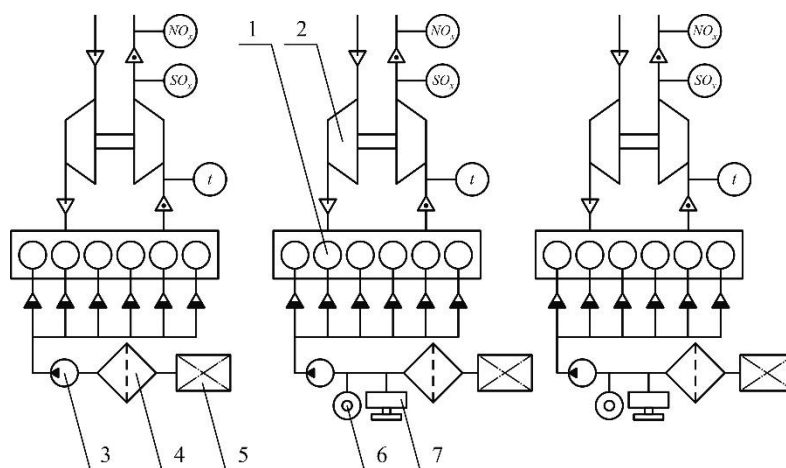


Рис. 1. Паливна система суднового дизеля 6DC-17A Tier II Daihatsu Diesel (фрагмент):

1 – дизель; 2 – газотурбокомпресор; 3 – насос, що підкачує паливо; 4 – паливний фільтр грубого очищення; 5 – витратна цистерна; 6 – витратомір; 7 – дозатор присадки

Протягом всього часу проведення експерименту здійснювався контроль часу роботи і експлуатаційного навантаження на дизелі. Для досягнення рівномірного розподілу часу роботи дизелів, двигуни послідовно переводилися в режим stand-by. Шляхом перепідключення споживачів енергії неузгодженість потужності дизель-генераторів, на яких відбувалися дослідження, не перевищувало 10 кВт, що для таких енергоємних об'єктів можна вважати незначним відхиленням, а умови їх роботи ідентичними. Експлуатація двигунів проводилася на одному і тому ж сорті палива. При цьому засоби автоматичного контролю підтримували в'язкість палива незмінною протягом усього експерименту. Також ідентичними підтримувався сорт циркуляційного масла, що забезпечує режими мащення та його експлуатаційні характеристики. Дані заходи дозволили вважати, що виконання експерименту проводилося в однакових умовах [5].

Рівень дозування присадок варіюється в широких межах і залежить від призначення присадки і характеристик паливної системи, в якій вона використовується. Присадки, які вводяться в паливні цистерни або окремі ділянки паливних магістралей для біологічного впливу на паливо або для зниження гідравлічних втрат, дозуються в співвідношенні 1:8000...1:12500. Присадки,

що забезпечують поліпшення процесу згоряння палива, вводяться в його паливну систему в пропорції 1:1000...1:8000. І в тому, і в іншому випадку дозування може змінюватися в залежності від конструкції двигуна, експлуатаційного стану паливної системи, рівня забруднення палива в цистернах, елементарного складу палива (в залежності від вмісту домішок ванадію, натрію і сірки). Оптимальний діапазон дозування присадки визначається експериментально, в зв'язку з цим під час випробувань вибиралися такі співвідношення присадки та базового палива – 1:2000, 1:4000, 1:6000 і 1:8000. Як показник, що характеризує економічність роботи дизеля, приймалась питома витрата палива.

Результати дослідження наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Зміна паливної економічності суднового дизеля b_e , г/(кВт·год), під час використання присадки з різною концентрацією в паливі

Навантаження, $\frac{N_e}{N_{eном}} \cdot 100\%$;	Робота на паливі без присадки	Вміст присадки в паливі			
		1:2000	1:4000	1:6000	1:8000
50	199,0	197,0	195,5	196,0	194,5
60	195,5	194,0	194,5	193,0	192,0
70	191,0	188,5	186,5	188,0	184,5
80	189,0	186,5	183,5	186,5	182,5

Було встановлено, що використання палива з присадкою сприяє зниженню питомої ефективної витрати палива в всьому діапазоні експлуатаційних навантажень (рис. 2) [2, 5]. За результатами таблиці 1 побудована діаграма, що відображає зміну питомої витрати палива від концентрації присадки в паливі на різних навантаженнях суднового дизеля (рис. 2).

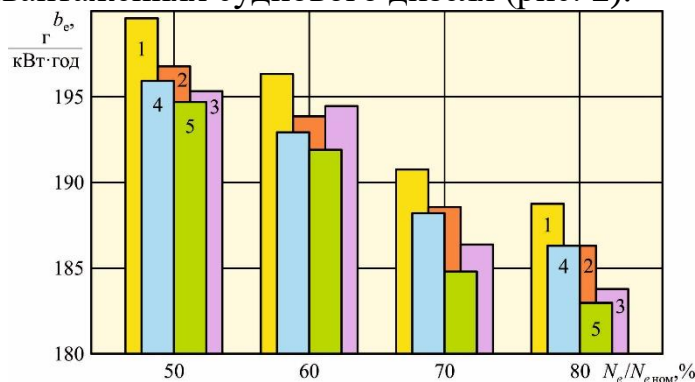


Рис. 2. Зміна питомої витрати палива від концентрації присадки в паливі на різних навантаженнях суднового дизеля 6DC-17A Tier II Daihatsu Diesel:

1 – робота без присадки; 2 – вміст присадки в паливі 1:2000; 3 – 1:4000;
4 – 1:6000; 5 – 1:8000

Відносна зміна економічності суднового дизеля, що пов'язана з використанням паливної присадки визначалась за виразом

$$\Delta b_e = \frac{b_e^n - b_e^{nn}}{b_e^n} \cdot 100\%;$$

де $b_e^{\text{п}}, b_e^{\text{пп}}$ – питома витрата палива під час експлуатації дизеля на паливі без присадки, та під час експлуатації на паливі з присадкою, кг/(кВт·год).

За таких умов отримаємо значення, що наведені в таблиці 2.

Таблиця 2. Відносна зміна паливної економічності суднового дизеля Δb_e , %, під час використання присадки з різною концентрацією в паливі

Навантаження, $\frac{N_e}{N_{\text{ном}}} \cdot 100\%$;	Вміст присадки в паливі			
	1:2000	1:4000	1:6000	1:8000
50	1,01	1,75	1,51	2,26
60	0,88	1,00	1,28	1,79
70	1,31	2,89	1,60	3,40
80	1,32	2,91	1,32	3,44

За результатами таблиці 2 побудовані діаграми, що відображають відносну зміну питокої витрати палива від концентрації присадки в паливі на різних навантаженнях суднового дизеля 6DC-17A Tier II Daihatsu Diesel (рис. 3).

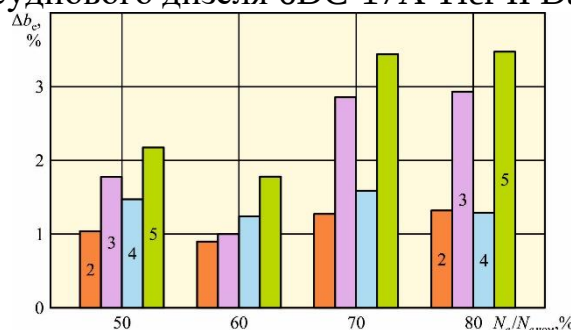


Рис. 3. Відносна зміна питокої витрати палива від концентрації присадки в паливі на різних навантаженнях суднового дизеля 6DC-17A Tier II Daihatsu Diesel:
2 – вміст присадки в паливі 1:2000; 3 – 1:4000; 4 – 1:6000; 5 – 1:8000;

Висновки і перспективи подальших досліджень. Таким чином, наведені результати дозволяють зробити наступні висновки.

Експериментально отримані результати, що підтверджують зниження питокої ефективної витрати палива під час використання паливних присадок, свідчать про інтенсифікацію процесу сумішоутворення і згоряння палива. Це призводить до більш повного використання його теплотворної здатності та зниження кількості палива, що догоряє на ході розширення і в випускному колекторі. При цьому відзначимо, що для різної концентрації присадки в базовому паливі спостерігається різна величина зниження питокої ефективної витрати палива.

Концентрація присадки має оптимальне значення, визначається експериментально і залежить від характеристик дизеля і використовуваного палива.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S.V., Solodovnikov V.G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines // Modern Applied Science. – 2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

2. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P 353-362. DOI: [10.17485/ijst/2016/v9i46/107516](https://doi.org/10.17485/ijst/2016/v9i46/107516).

3. Заблоцкий Ю. В. Повышение топливной экономичности и экологических параметров работы судовых дизелей при использовании присадок к топливу // Austria-science. – 2017. – № 2. – С. 83-88.

4. Sagin A.S., Zablotskyi Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 14-17. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17>.

5. Заблоцкий Ю. В. Підвищення економічності роботи суднових дизелів / Ю. В. Заблоцкий // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 12-16. DOI : 10.31653/smf340.2020.12-16.

УДК 629.5

Михайлік С.С., Заблоцкий Ю.В

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення стійкості процесу згоряння палива на часткових навантаженнях судового дизеля

Постановка проблеми в загальному вигляді. Найголовнішим фактором, що впливає на експлуатаційні якості суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) є процеси, що відбуваються в робочих циліндрах. Одним з цих процесів є згоряння палива, в перебіг якого в циліндр дизеля подається паливо, а до кругового термодинамічного циклу вводиться енергія. Інтенсивність введення цієї енергії пов'язана зі режимами роботи дизеля. В умовах малих навантажень впорскування палива в циліндр здійснюється за умовою погіршеного теплового стану в циліндрі, зменшенню кількості повітря, а відповідно й кисню, а також зниження тиску нагнітання, який забезпечується паливним насосом високого тиску (ПНВТ).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Від якості перебігу процесу згоряння палива багато в чому залежать режимні показники дизеля. У зв'язку з цим до процесу згоряння висуваються ряд вимог, які повинні забезпечити необхідну економічність циклу (відносно високі температури і тиск циклу, мінімальну витрату палива і повітря), надійну роботу дизеля (попередити перевищення допустимих значень температур і тисків, а також швидкості їх наростання за цикл). Одночасне виконання цих вимог неможливо, так як в деяких випадках вони суперечать один одному. Завдання вирішується компромісно, в залежності від вимог, що висуваються до даного дизелю, шляхом підбору основних факторів, що впливають на розвиток процесу згоряння. Цими факторами є вибір палива з відповідними фізико-хімічними властивостями і його

підготовка перед подачею в циліндр дизеля; створення сприятливих умов розпилювання та перемішування палива з повітрям; забезпечення правильного відношення між паливом і повітрям (величини коефіцієнта надлишку повітря α); вибір необхідного закону подачі палива по куту повороту колінчатого вала; створення оптимального теплового режиму в циліндрі дизеля, що забезпечує мінімальний час підготовки палива до згоряння [1, 2].

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення критеріїв, виконання яких сприяє покращенню процесу згоряння палива на режимах малих навантажень дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Виклад основного матеріалу дослідження. Впровадження на суднових дизелях нових типів паливних систем і в першу чергу електронних систем управління подачею палива дозволили оптимізувати робочі процеси стосовно заданих умов експлуатації. У зв'язку з цим видається цікавим виділити деякі шляхи вдосконалення робочого процесу двигунів шляхом оптимального вибору закону подачі палива в циліндр [2].

В останні роки намітилася тенденція підвищення тиску впорскування спрямована на скорочення періоду подачі і підвищення повноти згоряння палива.

На рис. 1, *а* показаний процес впорскування з різким зростанням тиску в початковій стадії і подальшим спадом, що супроводжується зменшенням швидкості надходження палива в циліндр. Така реалізація закону уприскування характерна для високофорсованих паливних систем безпосереднього дії та акумуляторних систем з малими обсягами акумулятора. Високий тиск в початковій стадії сприяє великій швидкості впорскування перших порцій палива, що надходять в камеру згоряння. В результаті цього перші порції добре розпорошуються по всьому об'єму камери згоряння, передполум'яні процеси перебігають швидше, а час затримки самозаймання зменшується.

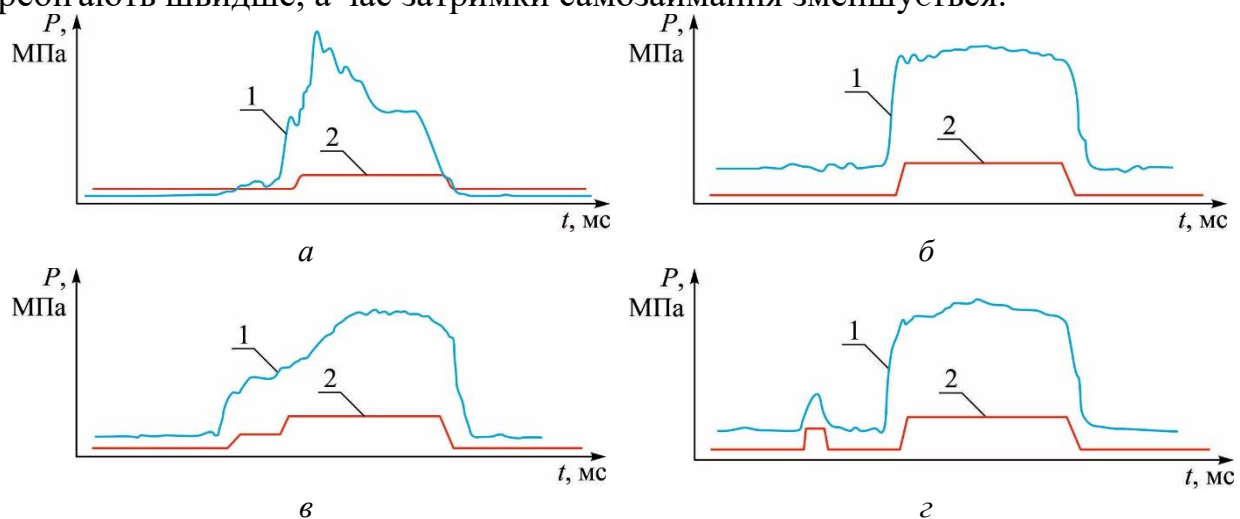
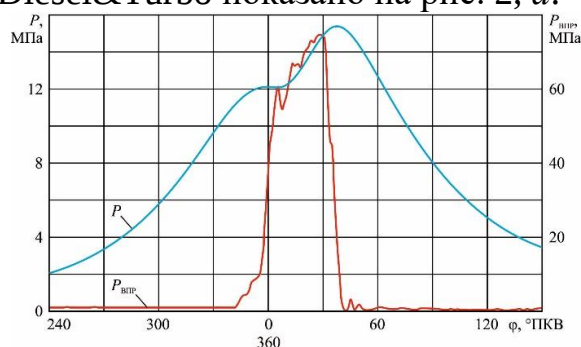


Рис. 1. Варіанти законів впорскування, що реалізуються в сучасних дизелях:
а – з швидким наростанням тиску в початковій стадії; *б* – з постійним тиском;
в – з плавним наростанням і різким скиданням тиску; *г* – двофазне впорскування з перед впорскуванням; 1 – тиск перед розпилювачем; 2 – підйом голки розпилювача

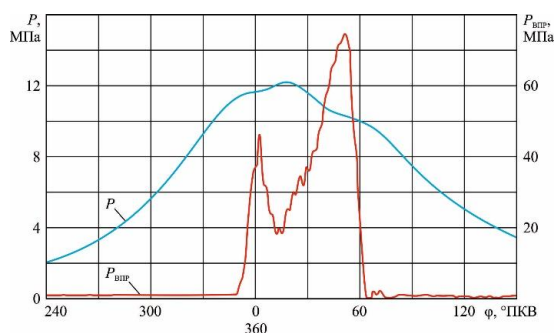
Займання і згоряння перших порцій призводить до того, що подальше паливо, незважаючи на гіршу якість розпилювання, надходить в середу з підвищеною температурою і тиском, в якій вже є осередки відкритого полум'я. Це сприяє швидкому випаровуванню наступних порцій палива та інтенсивному згорянню. Така організація робочого процесу призвела до зростання ефективності двигуна. Однак концентрація всього процесу згоряння на вузькій ділянці циклу привела до підвищення жорсткості згоряння, підвищення рівня шуму, створюваного двигуном, і підвищенню навантажень на деталі циліндропоршневої групи (ЦПГ) і кривошипно-шатунного механізму (КШМ).

Другий варіант закону подачі з постійним тиском уприскування притаманний акумуляторним системам з великим об'ємом акумулятора, коли втрата порції палива, що дорівнює циклової подачі, не призводить до суттєвого падіння тиску в системі (рис. 1, б). Цей спосіб характеризується тим, що протягом всього уприскування якість розпилювання залишається стабільно високою, і внаслідок чого передполум'яні процеси і подальше згоряння протікає досить швидко. Як і в першому випадку, при такій організації процесу уприскування досягається висока економічність двигуна, але виникають великі теплові і механічні навантаження на ЦПГ і КШМ [3].

Щоб уникнути явищ на ряді режимів, коли фактор часу, відведеного на згоряння палива, не настільки критичний (наприклад, у малообертових дизелях), використовується пологий закон наростання тиску впорскування в початковій стадії (рис. 1, в). Реалізується такий закон подачі шляхом перенесення активного ходу плунжера на ділянку з меншим прискоренням, наприклад, за рахунок зміни кутів відкриття клапанів у насосів клапанного типу або за рахунок зміни положення ролика штовхача щодо кулачка приводу ПНВТ. Найбільш просто такий закон реалізується в двигунах з гідравлічним приводом паливних насосів або в акумуляторних системах уприскування з електронним управлінням паливоподачею. Наприклад, в двигунах серії UEC фірми Mitsubishi використання такого закону розглядається як компромісне рішення між ефективними і екологічними показниками двигуна при роботі на знижених оборотах, але з високим навантаженням. Вплив закону подачі з пологим наростанням тиску на робочий процес МОД серії ME фірми MAN-Diesel&Turbo показано на рис. 2, а.



а)



б)

Рис. 2. Робочий процес малообертового дизеля з пологим зростанням тиску впорскування в початковій стадії (а) і з двофазним уприскуванням палива (б)

При пологом наростання тиску в початковій стадії знижується фактор динамічності процесу упорскування. До моменту самозаймання палива в робочому циліндрі знаходиться незначна частина палива від повної циклової подачі. Її займання і згоряння не в змозі привести до різкого зростання тиску і температури, зате наступні порції палива впорскується в середу з підвищеною температурою і тиском, що сприяє їх швидкому випаровуванню і згорянню. Паливо згорає в міру його надходження в циліндр, тобто фактично тривалість процесу згоряння визначається тривалістю процесу впорскування. Таке згоряння протікає плавно, без різких стрибків тиску і температури. В результаті розтягнутого тепловиділення економічність двигуна дещо знижується, а екологічні показники поліпшуються. Особливо важливо, що при такій організації робочого процесу знижуються локальні температури в камері згоряння, так як саме в зонах з високими локальними температурами відбувається утворення оксидів азоту, найбільш токсичного компонента випускних газів дизелів. У той же час поліпшується розпилювання палива в кінці подачі, а, отже, досягається повніше догорання на лінії розширення, що веде до зниження вмісту у випускних газах частинок сажі. Для пологого закону уприскування характерно також зниження жорсткості і шумності дизеля, а значить, і зменшення навантажень на його деталі.

Менша швидкість наростання тиску в початковій стадії і менші температури робочого циклу досягаються при двофазному впорскуванні (рис. 1, г, 2, б). До цього варіанту вдаються, коли стоїть завдання зниження шумності і зменшення вмісту в випускних газах емісії NOX.

Реалізується такий закон подачі шляхом організації передвпорскування, коли невелика порція палива впорскується в циліндр до початку основної подачі. Щоб уникнути погіршення економічності запальний порція палива в такому процесі повинна бути якомога менше. Тому важливою вимогою до паливної апаратури. Є її здатність забезпечити мінімально стійку подачу запальної порції палива і інтервал часу між нею і основний подачею.

Наявність передвпорскування створює умови для більш м'якого та повного згоряння, тому що основна подача відбувається в момент, коли в циліндрі з'являється полум'я від згоряння попередньої поданої порції палива. Тому займання основної маси відбувається практично миттєво, і процес згоряння йде зі значно меншими швидкостями, обумовленими швидкістю надходження палива в циліндр.

Характер перебігу робочого процесу при двофазному уприскуванні палива в двигуні серії ME фірми MAN-Diesel&Turbo надано на рис. 2, б.

У системах з електронним управлінням процесом подачі палива відсутність жорсткого алгоритму управління законом впорскування дозволяє змінювати характер перебігу робочого циклу в процесі експлуатації двигуна в залежності від поставленого завдання. Якщо стоїть завдання досягнути максимальної економічності двигуна, може бути реалізований закон подачі, наведений на рис. 2, а. Якщо необхідно максимально знизити вміст шкідливих ви-

кидів, реалізується закон подачі, наведений на рис. 2, б. Перехід з одного режиму на інший здійснюється шляхом зміни алгоритму управління, на який необхідно час в межах 0,25 с, тобто порівнянне з інтервалом між окремими циклами.

На рис. 3 представлені залежності питомої витрати палива, тиску стиснення і максимального тиску в циліндрі, а також вмісту оксидів азоту в відпрацьованих газах як функція навантаження двигуна [3].

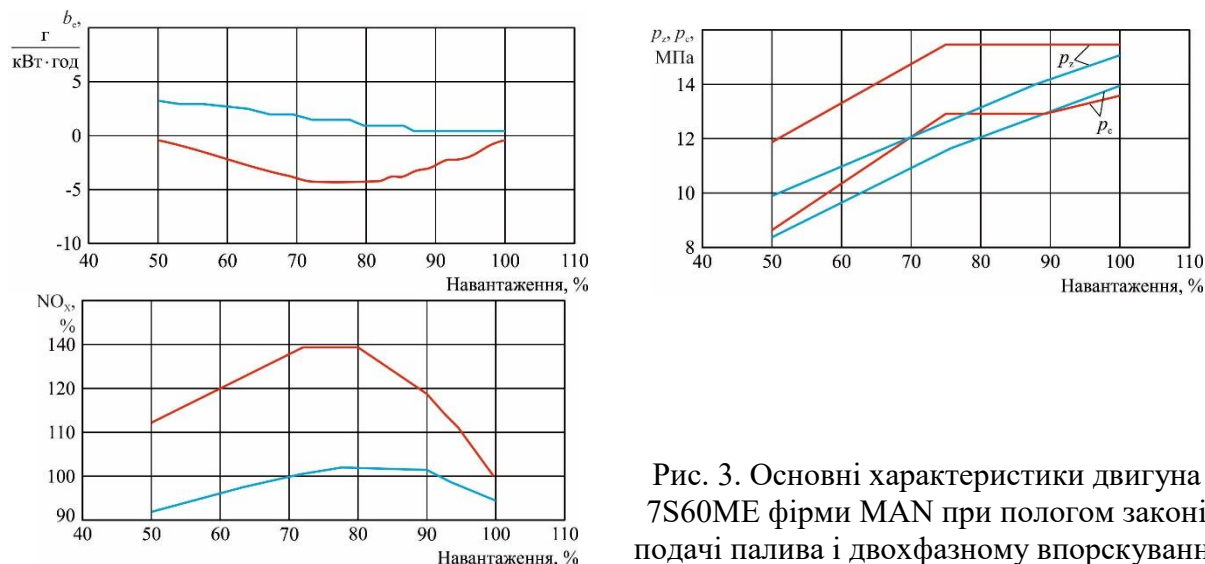


Рис. 3. Основні характеристики двигуна 7S60ME фірми MAN при пологом законі подачі палива і двохфазному впорскуванні

Висновки і перспективи подальших досліджень.

1. Зниження частоти обертання колінчастого вала призводить до зменшення тиску нагнітання палива та подальшого погіршення процесу згоряння палива. 2. Забезпечення якості процесу згоряння палива під час роботи суднового дизеля на часткових навантаженнях, в тому числі і на режимах мінімально стійкої частоти обертання колінчастого вала, можна досягти наступними способами:

застосування систем подачі палива акумуляторного типу, які принципово відрізняються від традиційних систем з індивідуальними для кожного циліндра паливними насосами;

підвищення функціональних характеристик паливної апаратури високого тиску управлінням процесом паливоподачі та оптимізацією процесу згоряння палива у циліндрі дизеля.

впровадженням електронних систем впорскування палива які, у порівнянні в системами з механічним ПНВТ, покращують всі основні показники процесів впорскування та подальшого згоряння, а саме: сприяють підвищенню тиску впорскування палива та середньої швидкості зростання тиску згоряння, зниженню циклової подачі палива та тривалості процесу згоряння.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Zabloysky Yu. V., Sagin S.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines //

Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol 9(20). – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

2. Sagin S.V., Solodovnikov V.G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines // Modern Applied Science. –2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269-278. DOI: 10.5539/mas.v9n5p269

3. Белоусов Е.В. Топливные системы современных судовых дизелей. – Херсон, ХДМА. – 2016. – 256 с.

4. Заблоцкий Ю. В. Повышение топливной экономичности и экологических параметров работы судовых дизелей при использовании присадок к топливу // Austria-science. – 2017. – № 2.– С. 83-88.

УДК 629.5

Парменова Д.Г., Сагін С.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Запобігання інвазійного забруднення морських акваторії під час експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту

Постановка проблеми в загальному вигляді. Україна – велика морська держава. Безумовним законом нашої країни, як і інших держав-членів Міжнародної морської організації (ІМО), є девіз цієї організації: за безпечне судноплавство та чистий океан. Екологічна безпека морського транспорту вимагає участі фахівців усіх напрямів людської діяльності, що стосуються судноплавної індустрії та захисту морського середовища – від судових інженерів та судновласників, агентів та експедиторів до інженерів-екологів та вчених-біологів. Наша країна активно працює у всіх комітетах ІМО, у тому числі бере активну участь у роботі Комітету захисту морського середовища. Одна з найсерйозніших проблем, які вирішує Комітет – перенесення небезпечних водних організмів та патогенів із судовим водним баластом. Швидко зростаючий рух суден між різними частинами Світу та їх швидко зростаючі швидкості впливають на довкілля, як і на добробут людини. Внаслідок змін в технології судноплавства в середині ХІХ століття вода стала використовуватися як баласт, а з середини 1950-х років повністю замінила твердий баласт на судах, що перевозили важкі вантажі. Системи баластної води в даний час є невід'ємною частиною судової конструкції та роблять свій внесок у стійкість і осідання судна, так само як і в конструктивну міцність корпусу. Баластна вода закачується в спеціально сконструйовані танки, розподілені по корпусу судна, коли судно перебуває без вантажу, і знову відкачується за борт після прибуття в порт навантаження. Схема перевезення водного баласту морськими суднами зрозуміла з рис. 1.

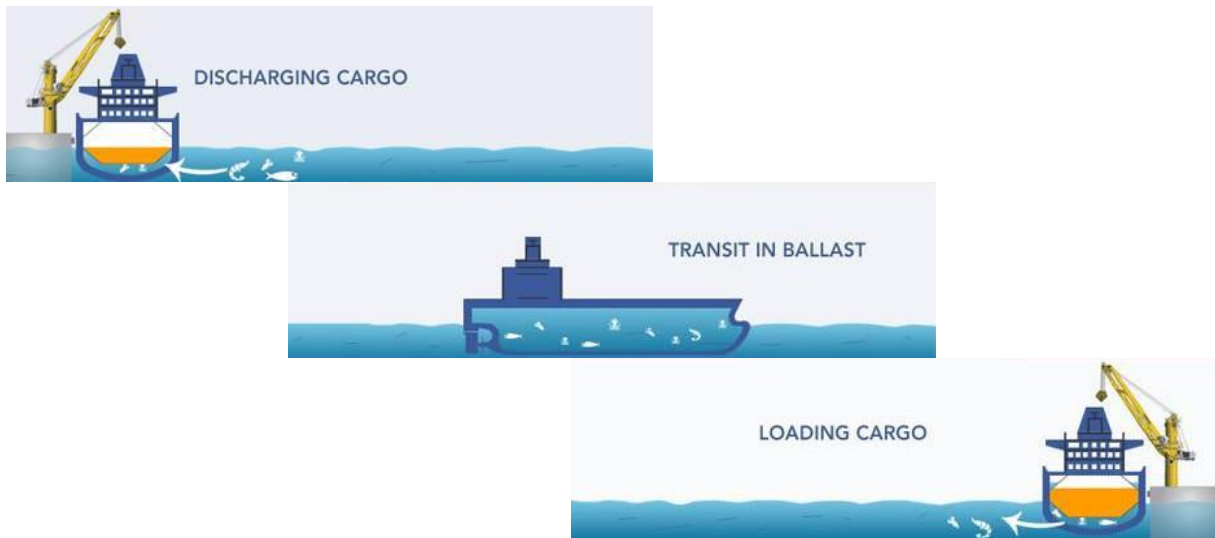


Рис. 1. Схема перевезення водного баласту морськими суднами

Разом з баластною водою в суднові танки потрапляють морські організми, ікра, личинки, рослини, а також збудники небезпечних хвороб. Під час скидання баласту в інших географічних районах морські організми та рослини, не зустрічаючи, найчастіше, природних ворогів, починають активно розмножуватися. Наслідки цього процесу в багатьох куточках Світу руйнівні. Сторонні для даної географічної зони біологічні види, що випускаються в морське середовище, призводять до порушення природної екологічної рівноваги, руйнування гідротехнічних споруд, прямим нанесення значних збитків морським господарствам, створюють загрозу здоров'ю і життю людей і, в кінцевому підсумку, ведуть до екологічної катастрофи.

Потраплення в морську екосистему сторонніх для даного регіону експансіоністських морських видів вважається однією з чотирьох (поряд із забрудненням води, надмірною експлуатацією морських ресурсів і руйнуванням морського хабітату) найнебезпечніших загроз Світовому океану. Операції скидання баластних вод вважаються потенційно небезпечними не тільки ІМО, але також і Всесвітньою організацією охорони здоров'я. Нанесений чужорідними морськими організмами збиток ліквідувати практично неможливо, принаймні, на сьогоднішній день науці невідомі досить ефективні та нешкідливі способи відновлення балансу морської екосистеми. Підтримка екологічного стану морських акваторій різноманітних регіонів Світу забезпечується суворим виконанням вимог відповідних конвенцій, що спрямовані на захист біологічного стану відповідних територіальних районів (рис.2).

Таким чином, транспортування чужорідних морських організмів на морських суднах є не тільки великою біологічною проблемою та проблемою безпеки мореплавства, рибальства, рибництва, сільського господарства, але, і, в кінцевому підсумку, – великою економічною проблемою.



Рис. 2. Райони дії міжнародних конвенцій, спрямованих на захист морського середовища від забруднення баластними водами

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення та аналіз методів очищення суднових баластних вод та зменшення таким чином інвазійного забруднення морських акваторій під час експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним з основних міжнародних документів, який регламентує скидання водяного баласту, є Міжнародна конвенція про контроль суднових баластних вод й осадів та управління ними (BWMC). Дана конвенція – найважливіша міжнародна міра з охорони довкілля, яка спрямована на припинення поширення потенційно інвазійних водних видів в баластній воді з суден, набула чинності 8 вересня 2017 року. Відповідно до конвенції BWMC потрібно, щоб судна були оснащені системами для очищення баластної води шляхом видалення, знешкодження або запобігання надходження або скидання морських організмів і патогенів в баластних водах і осадах. Конвенцією дозволяється для існуючих суден застосовувати як метод заміни баласту, так і метод знешкодження баласту; новим суднам – тільки метод знешкодження, заснований на повному знищенні живих організмів в баластній воді [1].

Конвенція вимагає, щоб всі судна, які беруть участь в міжнародній торгівлі, замінювали водяний баласт або очищали ці води і осади відповідно до плану управління баластними водними ресурсами. Усі судна повинні мати журнал операцій з баластними водами, міжнародний сертифікат щодо управління баластними водами та свідоцтво про схвалення відповідними організаціями типового зразка установки для очищення водяного баласту.

На сьогоднішній день діють два стандарти, що відповідають двом варіантам – рис. 3.

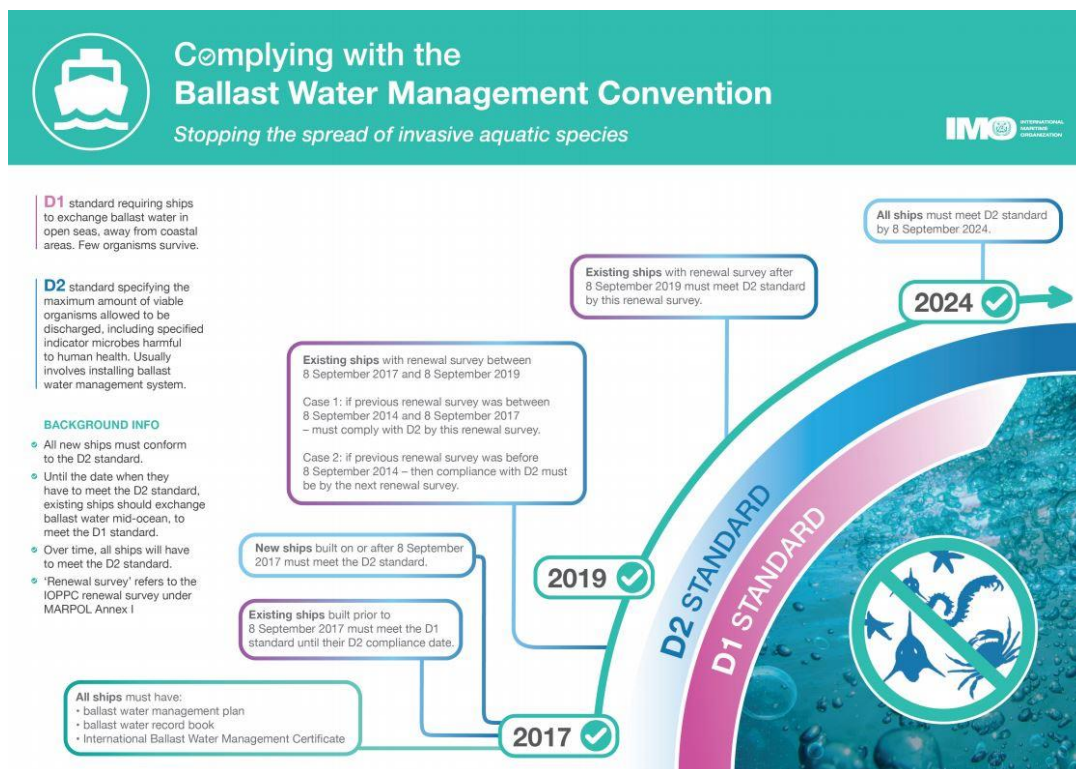


Рис. 3. Вимоги конвенції BWMC

Судна, що плавають під прапором країни, яка прийняла Конвенцію з управління судновими баластними водами, повинні мати на борту судна спеціальні системи очищення суднового баласту, схвалені ІМО, за винятком суден, які використовують спосіб скидання баласту на відстані 200 миль від берега або на приймальні споруди [2, 3].

Конвенція містить два основні стандарти: D-1 – стандарт, що регулює заміну баластних вод, та стандарт D-2 – стандарт, що регулює якість баластних вод. Країни, які виконують зобов'язання цієї Конвенції, повинні керуватися стандартами D-1 і D-2 як під час експлуатації, так і при будівництві нових суден.

Стандарт D-1 вимагає від суден заміну баластної води у відкритому морі, далеко від прибережних вод. В ідеалі це означає відстань не менше 200 морських миль від берега і в воді глибиною не менше 200 метрів. Таким чином, це зменшує шанси для мікроорганізмів на виживання, і тому менше можливостей до потрапляння потенційно небезпечних видів при скиданні баластної води. Судна, що виконують заміну баластних вод відповідно до стандарту D-1, повинні це забезпечувати з ефективністю заміни баластних вод, що становить щонайменше 95 відсотків за обсягом. Для суден, які виконують заміну баластних вод методом прокачування, прокачування триразового обсягу кожного танка водяного баласту вважається таким, що відповідає стандарту. Прокачування менше триразового обсягу може прийматися, якщо судно може продемонструвати, що виконана заміна становить щонайменше 95 % за обсягом.

Стандарт D-2 це показник ефективності, який визначає максимальну кількість життєздатних організмів, яке може знаходитися в воді, що зливається за

борт, включаючи певні індикаторні мікроби, шкідливі для здоров'я людини. Відповідно до стандарту D-2, судна, які здійснюють управління баластними водами, повинні скидати менше 10 життєздатних організмів на один кубічний метр, мінімальний розмір яких дорівнює 50 мікрометрів або більше, та менше 10 життєздатних організмів на один мілілітр, мінімальний розмір яких менше 50 мікрометрів і дорівнює 10 мікрометрів або більше; при цьому скидання індикаторних бактерій не перевищує встановлених концентрацій щодо холерного вібріону, кишкової палички та кишкових ентерококів [4, 5].

З сьогоденішнього дня будуються судна, які повинні будуть відповідати стандарту D-2, в той час як вже експлуатуються судна, що повинні відповідати стандарту D-1. Залученими організаціями був узгоджений графік впровадження стандарту D-2, заснований на дату проведення повторного огляду на підтвердження Міжнародного свідоцтва про запобігання забрудненню нафтою (ІОРРС), який повинен проводитися не рідше одного разу на п'ять років.

В кінцевому підсумку, в найближчому майбутньому всі судна повинні будуть відповідати стандарту D-2. Для більшості суден це означає установку спеціального бортового обладнання, яка забезпечує очищення баластних вод від інвазійних мікроорганізмів та подальше запобігання інвазійного забруднення морських акваторії під час експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту [1, 6].

Виклад основного матеріалу дослідження. В 2000 році Глобальний екологічний фонд та Програма розвитку ООН ініціювали Глобальну програму з управління баластною водою (GloBallast) для усунення перешкод в ефективному впровадженні мір контролю та управління баластною водою та зменшення перенесення шкідливих організмів з судновою баластною водою та осадами, а також впровадження керівництва ІМО з баластною води.

Під час оцінці екологічних ризиків, що виникають внаслідок неконтрольованого скидання баластних вод, необхідно враховувати основні вимоги та рекомендації програми GloBallast, які імplementовані всіма провідними країнами. У різних регіонах Світового океану містяться характерні лише їм біологічні організми. Число їх видів (відповідно до аналізу баластних вод) для Тихого, Атлантичного та Індійського океанів, а також Середземноморського басейну наведено на рис. 4. Даний аналіз виконаний для різної кількості морських регіонів (морів та заток) та різної кількості морських суден (від 30 до 50) та далі модульований для 1000 суден.

Оцінка ризику інвазійного забруднення баластними водами суден повинна проводитись на державному рівні, і кожна держава має визначити для себе найбільш прийнятний підхід щодо управління водяним баластом. Держава може застосовувати такий режим для всіх суден, що входять до його портів, одноманітно або спробувати оцінити загрозу, що виходить від кожного конкретного судна, застосовувати цей режим вибірково до тих суден, які є найнебезпечнішими. В рамках програми GloBallast вирішено, що оцінку ризику ін-

вазійного забруднення баластними водами суден буде виконано, щоб допомогти країнам проекту (державам порту) вибрати відповідний їх можливостям та умовам варіант перевірки суден, що заходять до їхніх портів [7].

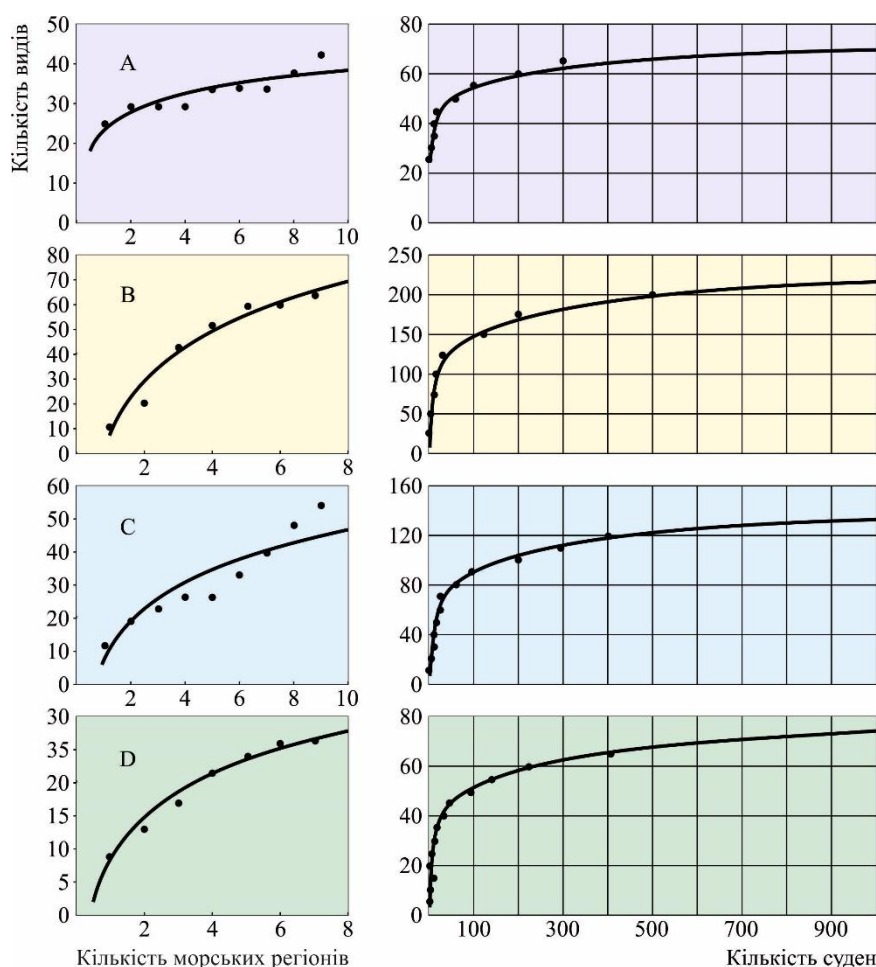


Рис. 4. Зміна числа видів біологічних організмів в залежності від кількості морських регіонів, в яких проводилися дослідження, та кількості оглянутих суден (А – Індійський океан; В – Тихий океан; С – Атлантичний океан; D – Середземноморський басейн); ліворуч – за результатами досліджень, праворуч – за результатами моделювання

Ризик інвазійного забруднення з баластними водами морських суден також залежить від відстані до берегової лінії, на якій здійснюється експлуатація судна і, відповідно, його баластування. На рис. 5 наведені результати з визначення утворення відкладень біомаси на поверхнях баластних танків в разі використання методу заміни баласту. Аналіз виконано для сьомі найбільш розповсюджених в регіонах, де проводились дослідження, інвазійних елементів. Зрозуміло, що у випадку відсутності операції щодо знезараження організмів, які знаходяться в баластній воді, наведена кількість інвазійних елементів потрапляє до прибережних вод та акваторії та сприяє їй стрибкоподібному забрудненню.

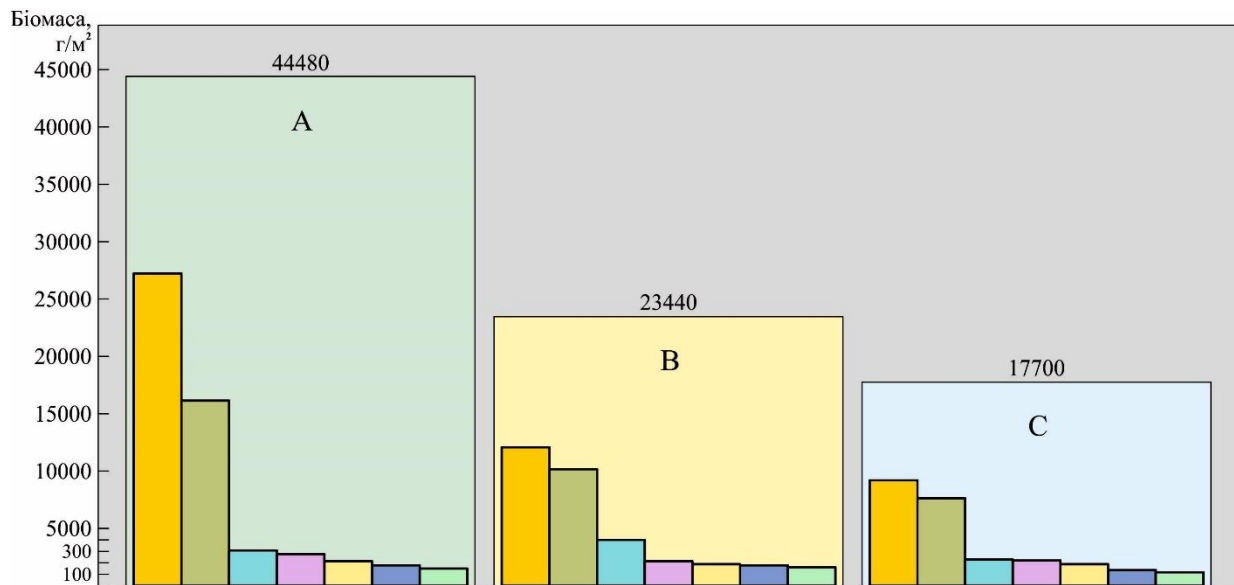


Рис. 5. Зміна біомаси на поверхні баластних танків (для семи видів найпоширеніших інвазійних елементів):

А – робота у прибережних акваторіях (у територіальних водах однієї чи кількох країн);
 В – робота в морських регіонах (внутрішніх морях та на відстані до 200 миль від берега); С – робота на океанських переходах

В зв'язку з тим, що баластування суден є в даний час невід'ємною частиною морських перевезень, основним шляхом припинення інвазійного забруднення морських акваторій небажаними мікроорганізмами є запобігання їх скиданню з суден в портах, що досягається обробкою баласту під час навігаційного переходу судна.

Під час вибору методу обробки баласту керуються наступними критеріями:

- безпека для екіпажу і судна;
- сумісність із загально-судновими системами та судном в цілому, виключення нанесення шкоди довкіллю;
- економічність;
- ефективність.

Можливі напрямки і методи обробки водяного баласту представлені на рис. 6.

Більшість морських держав вже проводили дослідження щодо застосування різних методик обробки баластних вод у суднових умовах [8].

Аналіз результатів, отриманих щодо різних методик обробки баласту, показує, що з них немає досить ефективних і економічних. Так, наприклад, механічна обробка займає багато часу і не забезпечує видалення бактерій та мікроводоростей. Застосування хімікатів, як найдоступніший спосіб, саме собою тягне за собою ряд проблем: очевидний ризик для здоров'я екіпажу, корозія трубопроводів і насосів, забруднення морського середовища при скиданні баласту. Фізична дія ультрафіолетовими променями, ультразвуком, на-

грівання баластної води також небезпечна для здоров'я екіпажу, може посили корозію, при скиданні в акваторії порту – викликати термальне забруднення. В даний час більшість розвинених країн продовжують шукати вирішення проблеми знезараження водяного баласту в суднових умовах з метою запобігання біологічним інвазіям [9].



Рис. 6. Можливі методи та способи обробки водяного баласту транспортних суден

Раніше основним способом захисту морського середовища від інвазійних забруднень була заміна баластних вод у нейтральних водах, перед заходом в порт, не менше 95 % обсягу старого баласту на новий. У результаті цей спосіб був визнаний ІМО неефективним задля запобігання перенесенню інвазійних мікроорганізмів. ІМО розцінює обмін водного баласту у відкритому морі як тимчасовий захід: остаточна мета полягає в тому, щоб створити безпечні та ефективні системи обробки баластної води саме під час її приймання на борт судна або транспортування в баластних танках, щоб запобігти біологічній загрози інвазійного забруднення морських акваторій під час експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту.

На даний момент найбільш актуальним способом обробки води є очищення баластної води на борту судна з використанням механічних, фізичних та хімічних методів. Згідно з прийнятою Конвенцією, всі судна повинні мати на борту спеціалізовані системи очищення судового баласту, крім суден, які спочатку не були сконструйовані для прийняття рідкого баласту. Це обладнання має бути сертифіковане та схвалено ІМО, класифікаційними товариствами та владою прапора. Тим не менш, виникає питання раціонального вибору судовласником відповідних систем обробки для суден, оскільки слід підібрати найбільш безпечну систему як для запобігання забрудненню моря, так і для безпеки судна і членів екіпажу.

Сучасні системи обробки суднового баласту є сукупністю різних технічних складових, що включають роботу кількох основних блоків: механічної фільтрації та дезінфекції (рис. 7).

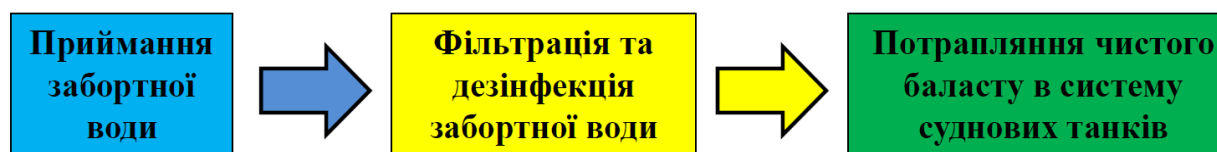


Рис. 7. Типова схема обробки баластних вод

Механічна фільтрація являє собою попереднє очищення за допомогою різних фільтрів та мультигідроциклонів, яка не дозволяє потрапляти та осідати в баластових танках морським організмам та рослинам. Пропускна здатність таких фільтрів зазвичай не перевищує 50 мкм. Аналіз систем обробки баласту, схвалених ІМО, свідчить про те, що в комплексі механічної фільтрації переважною технологією очищення є використання фільтрів за рахунок їх швидкої роботи, розмірів та простоти їх експлуатації та заміни.

Наступним етапом обробки баластових вод є сегмент дезінфекції, що включає обробку баласту, який служить для остаточного знищення мікробів та вірусів, а також суперечка рослин за допомогою різних способів: обробки ультрафіолетом, електролізу, озонування, хлорування та бромовання. Така обробка поділяється на два основні методи: хімічний та фізичний. Найбільш розповсюджені методи обробки баластних вод наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Методи обробки баластних вод

Механічні	Фізичні	Хімічні
Фільтрація Використання мульти-гідроциклонів	Обробка ультрафіолетом Обробка ультразвуком Електроліз Озонування Нагрівання	Електрохлорування Обробка діоксидом хлору Обробка перексидом водню Обробка гіпохлоритом натрію Обробка хлорною кислотою

Фірми різних країн сконцентрували свої зусилля на розробці зазначених основних методів і засобів обробки водяного баласту (таблиця 2).

Таблиця 2. Розвиток методів обробки водяного баласту

Метод обробки водяного баласту	Країни-учасники розробки
Сепарація	Німеччина, Канада, Норвегія, США
Фільтрація	Австралія, Великобританія, Німеччина, США, Сінгапур
Нагрівання	Австралія, Великобританія, Нова Зеландія, Польща, Японія
Озонування	Австралія, Норвегія, США, Сінгапур
Ультрафіолетове опромінення	Австралія, Великобританія, Німеччина, Канада, Норвегія, США, Сінгапур
Хлорування	Австралія, Німеччина, США

В даний час використання технологій обробки хлором і ультрафіолетовим опроміненням є найбільш поширеними серед виробників. Обробка хлором відбувається під час прийому баласту в систему проточним способом. Хлор на судні одержують внаслідок протікання процесу електролізу. Час згубної дії не перевищує чотирьох годин. При цьому даний спосіб хімічної обробки має такий істотний недолік, як поява корозії металу, що, у свою чергу, через високу концентрацію, може призвести до руйнування металевих танків баластної системи судна [6, 7].

Ультрафіолетове опромінення використовується в більшості випадків разом з механічним способом обробки – фільтрацією. Після того як забортна вода пройшла перший ступінь очищення фільтрами, судновий баласт піддається ультрафіолетовому опроміненню, внаслідок чого утворюються гідроксильні радикали, які остаточно вражають мікроорганізми, що залишилися після фільтрації. Вражаюча дія даного способу діє тільки протягом процесу обробки, не чинячи руйнівного впливу на конструкції баластної системи судна.

Аналіз існуючих системи обробки баласту, схвалених ІМО, свідчить, що в комплексі механічної фільтрації переважаючою технологією очищення є використання фільтрів за рахунок їх швидкої роботи, розмірів та простоти їх експлуатації та заміни. Також слід зазначити, що такі способи дезінфекції, як використання фізичного методу обробки ультрафіолетовими хвилями та озонування, а також хімічного методу хлорування, є в даний час найбільш затребуваними. Відсоткове співвідношення цих трьох технологій серед існуючих методів наведено на рис. 8.

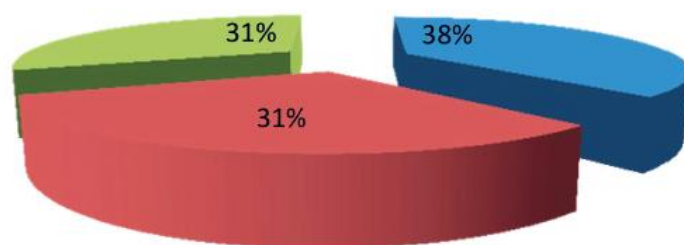


Рис. 8. Відсоткове розподілення найбільш розповсюджених методів обробки баласту: синій – УФ-випромінювання; червоний – хлорування; зелений – озонування

Необхідно відзначити, що існуючі в даний час установки здійснюють згадані процеси очищення та знезараження в момент прийому забортної води як баласту або під час відкачування забортної води за борт, коли виникає необхідність видалення баласту. Ця обставина вимагає забезпечення великої продуктивності роботи очисних та знезаражувальних пристроїв, що може негативно впливати на якість очищення та знезараження баластної води. Враховуючи, що на прийом баластування та дебаластування відводиться незначний час, фактор часу стає лімітуючим під час організації та здійснення всіх операцій із баластною водою [8].

Одна з технологій очищення та знезараження баластної води наведена на рис. 9. Головною відмінністю запропонованої технології є видалення мікроорганізмів з основного обсягу баластної води за допомогою коагуляції та седиментації та формування осаду цієї суспензії.

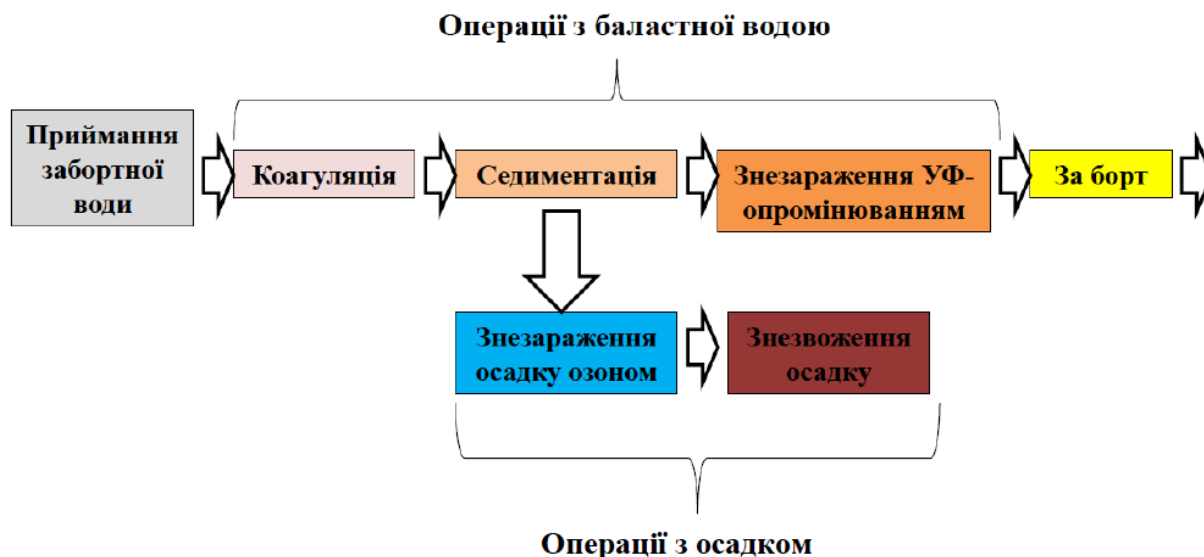


Рис. 9. Технологія очищення та знезараження баластної води

Поділ всього об'єму баластної води на два потоки (основний – це баластна вода 95...98 % від початкового об'єму та вищезгаданий осад 2...5 %) дозволяє усі подальші необхідні операції з цими потоками здійснювати окремо та незалежно один від одного. Видалення зваженої субстанції з баластної води седиментацією, інтенсифікованою коагуляцією забезпечує її очищення від мікроорганізмів. Очищений таким способом баласт додатково піддається знезараженню ультрафіолетовим опроміненням під час знаходження баласту в суднових танках, а не в потоці в момент прийому баласту або його відкачування за борт. Загалом використання цього часу є позитивною особливістю запропонованої технології. Така організація процесу очищення седиментацією та обробки ультрафіолетовим опроміненням створює найкращі умови для проведення процесу знезараження. Можливість та достатність застосування ультрафіолетового опромінення визначається двома наступними факторами. По-перше, виділення зважених домішок знижує рівень бактеріологічної небезпеки баластної води рівня, який допускає ефективне застосування ультрафіолетового опромінення. По-друге, наявність достатнього часу для здійснення даної операції, тому що переходи з баластом здійснюються, як правило, протягом кількох діб і більше.

Осад накопичується в невеликому обсязі, що дозволяє ефективно знезаражувати його, використовуючи меншу кількість знезаражуючого реагенту, наприклад озону. Після знезараження осад представлятиме бактеріологічно безпечну суспензію, яку можна після зневоднення спалювати в суднових печах

для спалювання відходів або зберігати до подальшої передачі на спеціалізовані берегові приймальні пункти. У процесі знезараження осаду, що характеризується великими значеннями *coli*-індексу, використовується озонування, що знайшло застосування у судновому природоохоронному устаткуванні.

Пропонована технологія реалізується за допомогою системи, принципова схема якої наведена на рис. 10.

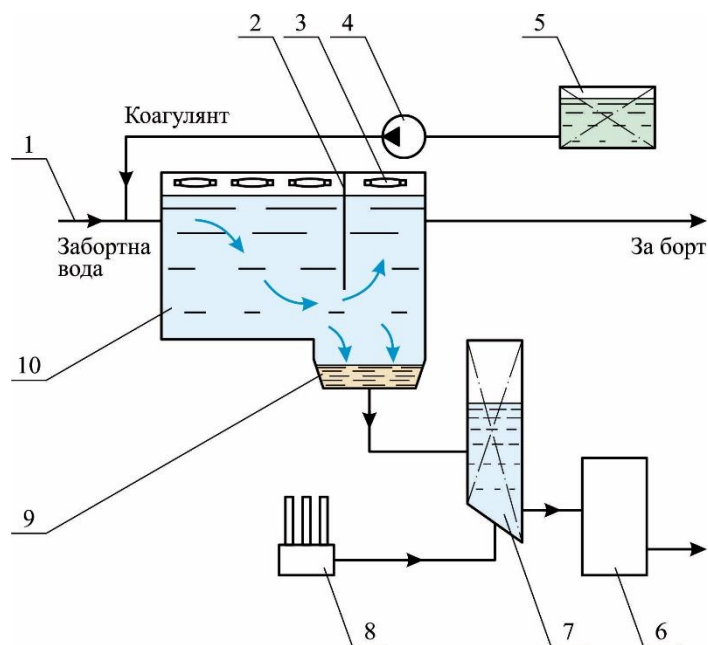


Рис. 10. Принципова схема установки для очищення та знезараження баластної води:

- 1 – приймальний трубопровід; 2 – перебирання; 3 – ультрафіолетові лампи;
- 4 – насос-дозатор; 5 – ємність з реагентом; 6 – пристрій для зневоднення;
- 7 – контактна колона; 8 – генератор озону; 9 – збірник; 10 – суднова баластна ємність

Усі операції з очищення та знезараження баластної води здійснюються в статичних умовах, що підвищує їх ефективність.

Під час прийому баласту забортна вода за приймальним трубопроводом 1 надходить в суднову баластну ємність 10. У приймальний трубопровід 1 одночасно з цим з реагентної ємності 5 насосом-дозатором 4 подається коагулянт. Такий спосіб подачі коагулянту забезпечує найкраще його перемішування з баластною водою. Зважені частинки, що знаходяться в баластній воді, які самі можуть представляти мікроорганізми або бути їх носіями, починають коагулювати, утворюючи більші агрегати, які починають відстоюватися, утворюючи осад [9].

В процесі коагуляції суспензії та подальшої її седиментації живі організми в вигляді осаду суспензії концентруються в невеликій частині об'єму баластної води і накопичуються в збірнику 9. При цьому наявність збірника не вимагає перебудови корпусу судна, оскільки як такий збірник може бути більш глибока частина похилого днища.

Більш ефективному відділенню суспензії від основного обсягу баластної води сприяє перебирання 2, яке кріпиться до кришки баластної ємності та не доходить до її днища.

Таким чином, простий відстійник, яким одночасно є баластна ємність, перетворюється на каскадний. Зі збірника 9 осад направляється в контактну колону 7, куди одночасно подається озонізована суміш від генератора озону 8. Застосування озону, що є одним з найсильніших окислювачів, забезпечує діючі вимоги до якості води, яка скидається за борт. У контактній колоні осад знезаражується, після чого надходить у пристрій для зневоднення 6. Зневоднення може бути здійснено в прес-фільтрі або пристрої відцентрового типу. Зневоднений осад прямує на спалювання в судовому інсинераторі.

Додатковий знезаражуючий ефект основного об'єму баласту забезпечується ультрафіолетовими лампами 3, встановленими у верхній частині ємності 10.

Найбільш помітно переваги пропонованих технологічних рішень проявляються під час їх використання в судових установках, тому що умови їх експлуатації характеризуються значними обмеженнями у просторі та у часі. Дана технологія передбачає здійснення частини операцій (коагуляції, седиментації) та знезараження ультрафіолетовими лампами у самих баластових ємностях, що дозволяє значно економити простір судових приміщень. Розміщення пристроїв, що забезпечують знезараження та подальшу обробку осаду може бути виконано як в агрегатованому варіанті, також у вигляді окремих пристроїв, розміщених у різних місцях судового простору.

Пристрій, що реалізує цю технологію, може бути розміщений не тільки на судні, але і на позасудових (плавучих або берегових) очисних спорудах. На берегових очисних спорудах можуть бути прийняті й інші компоновальні рішення, наприклад, із застосуванням мобільного комплексу, на якому розміщено обладнання для знезараження осаду.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Аналіз стану проблеми захисту водних об'єктів від мікроорганізмів, які можуть бути перенесені з баластною водою та сприяти інвазійному забрудненню морських прибережних акваторій, дає змогу резюмувати наступні висновки.

Характер норм сучасного законодавства щодо стану та характеристик вод, які скидаються з морських суден за борт, вимагає відсутності мікроорганізмів в баластній воді, що знаходиться в баластних танках судна. Це може бути забезпечено як процесами очищення, так і процесами знезараження. Застосування процесів очищення забезпечує вилучення мікроорганізмів з баластної води, проте вимагає подальшого їх знищення, наприклад, знезараженням за умови забезпечення стану, що вимагається Міжнародною конвенцією з управління судовими баластними водами та осадами.

Особливостями розв'язання проблеми забезпечення необхідної якості очищення та знезараження баластної води є великі обсяги баласту, що приймається на борт судна, і необхідність швидкого заповнення баластних танків.

Здійснення основних операцій у технології очищення та знезараження баласту має бути організовано під час його знаходження в судових баластних танках на протязі навігаційного переходу судна та транспортування баласту,

тобто за умов наявності достатнього часу задля забезпечення ефективності здійснюваних процесів.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Міжнародна конвенція про контроль суднових баластних вод й осадів та управління ними 2004 року / Ballast Water Management Convention(BWMC): Міжнародна морська організація; Конвенція, Правила, Форма, Міжнародний документ від 13.02.2004 з поправками. International Maritime Organization: веб-сайт. URL: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/BallastWaterManagement/BWMConventionandGuidelines.aspx>
2. Kraus, R. Ballast Water Management in Ports: Monitoring, Early Warning and Response Measures to Prevent Biodiversity Loss and Risks to Human Health // Journal of Marine Science and Engineering. 2023, 11, 2144. <https://doi.org/10.3390/jmse11112144>.
3. Wang, B.; Lu, H.; Zhang, H.; Li, W.; Hong, J.; Cui, M. Experimental Inactivation of Microalgae in Marine Ballast Water by Microbubbles Generated through Hydrodynamic Cavitation // Journal of Marine Science and Engineering. 2023, 11, 241. <https://doi.org/10.3390/jmse11020241>
4. Jang, P.-G.; Cha, H.-G.; Jang, M.-C.; Hyun, B.; Choi, T.S.; Kang, Y.; Shin, K. Characteristic and Relative Environmental Risk of Disinfection by Products Associated with Simple Glucose or Naturally Occurring Algal Organic Matter as Tested in Ballast Water Treatment System // Journal of Marine Science and Engineering. 2022, 10, 1928. <https://doi.org/10.3390/jmse10121928>.
5. Hasanspahi'c, N.; Pe'carevi'c, M.; Hrdalo, N.; Ćampara, L. Analysis of Ballast Water Discharged in Port – A Case Study of the Port of Plo'ce (Croatia) // Journal of Marine Science and Engineering. 2022, 10, 1700. <https://doi.org/10.3390/jmse10111700>.
6. Liu, Q.; Lu, Z.; Liu, Z.; Lin, P.; Wang, X. Ballast Water Dynamic Allocation Optimization for Revolving Floating Cranes Based on a Hybrid Algorithm of Fuzzy-Particle Swarm Optimization with Domain Knowledge // Journal of Marine Science and Engineering. 2022, 10, 1454. <https://doi.org/10.3390/jmse10101454>.
7. Hyun, B.; Cha, H.-G.; An, Y.-K.; Park, Y.-S.; Jang, M.-C.; Jang, P.-G.; Shin, K. Potential Applications of a Novel Ballast Water Pretreatment Device: Grinding Device // Journal of Marine Science and Engineering. 2021, 9, 1213. <https://doi.org/10.3390/jmse9111213>.
8. Hyun, B.; Jang, P.-G.; Shin, K.; Kim, M.; Jung, J.-H.; Cha, H.-G.; Jang, M.-C. Toxicity of Antifouling Biocides and Wastes from Ships' Surfaces during High-Pressure Water-Blasting Cleaning Activities in the Nauplii and Eggs of the Estuarine Copepod *Paracalanus parvus* sl. // Journal of Marine Science and Engineering. Sci. Eng. 2022, 10, 1784. <https://doi.org/10.3390/jmse10111784>.
9. Ivoševi'c, Š.; Kova'c, N.; Mom'cilovi'c, N.; Vukeli'c, G. Evaluation of the Corrosion Depth of Double Bottom Longitudinal Girder on Aging Bulk // Journal of Marine Science and Engineering. Eng. 2022, 10, 1425. <https://doi.org/10.3390/jmse10101425>.

Національний університет «Одеська морська академія»

Зниження токсичності випускних газів суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Сучасне суднобудування характеризується збільшенням дедвейту практично всіх типів суден та насамперед контейнеровозів, балкерів та танкерів. Для забезпечення швидкісних характеристик судна та виконання внутрішньосудинних операцій пропорційно до зростання дедвейту судна підвищується потужність суднової енергетичної установки – головного та допоміжних двигунів. Потужність головних двигунів (що передають свою потужність на гвинт і забезпечують рух судна) провідних дизелебудівних фірм Mitsubishi, MAN-Diesel & Turbo, Wartsila-Sulzer досягає 56000...81000 кВт, а допоміжних двигунів (які є приводом суднових електрогенераторів) – 2500...4200 кВт. За середньої питомої ефективної витрати палива 175...188 г/(кВт·год) добова витрата палива головним двигуном може становити 235...350 тонн/добу, а допоміжними двигунами, кількість яких на сучасних суднах до 4-х, а кількість паралельно працюючих до 3 -х, до 8...10 тонн/добу. При цьому в атмосферу викидається 16...24 тонн/год випускних газів, до складу яких входять токсичні компоненти (насамперед оксиди азоту NO_x , кількість яких регламентується відповідно до Додатку VI МАРПОЛ) [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В даний час існує велика кількість методів, що сприяють зниженню емісії NO_x у випускних газах. При цьому для різних типів дизелів (залежно від їх конструкції та умов експлуатації) оптимальними з погляду мінімізації емісії NO_x є певні варіанти. Наприклад, для суднових дизелів потужністю понад 10000 кВт як такий варіант фірми Mitsubishi та MAN-Diesel & Turbo рекомендують використання системи рециркуляції випускних газів – Exhaust Gas Recirculation (EGR) [2, 3]. При цьому питання визначення оптимального ступеня рециркуляції газів та впливу системи EGR на основні показники дизеля вимагають подальшого вивчення.

Постановка завдання. Кількість оксидів азоту в випускних газах суднових дизелів регламентується вимогами Додатку VI Міжнародної конвенції МАРПОЛ та залежить від року побудови судна та частоти обертання валу дизеля. В останнє десятиліття системи рециркуляція випускних газів все ширше застосовуються як у стаціонарній, так і в судновій енергетиці. Розробка даних систем та їх встановлення виконуються для новопроектованих суден. Широкого досвіду технічної експлуатації цих систем в даний час не існує, а рекомендації щодо їх використання в основному базуються на теоретичних розрахунках і моделюванні процесів, що відбуваються при цьому. Враховуючи викладене, завданням дослідження було визначення впливу системи рециркуляції

випускних газів на токсичність випускних газів суднового малооборотного дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi.

Виклад основного матеріалу дослідження. Експериментальні дослідження виконувались на судновому малооборотному дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi, що працює за двотактним циклом та обладнаним системою EGR високого тиску. В системах подібного класу частина випускних газів переспрямовується на рециркуляцію безпосередньо після випускного колектора. Це (через їх високий тиск) забезпечує їх менший питомий об'єм, тому зменшує розміри обладнання системи рециркуляції (насамперед додаткового компресору та охолоджувача) [4].

Основні характеристики дизеля 7UEC60LS Mitsubishi: діаметр циліндра $S=600$ мм; хід поршня $D=2400$ мм; кількість циліндрів $i_{\text{ц}}=7$; номінальна потужність $N_{\text{еном}}=12600$ кВт; частота обертання, що відповідає номінальній частоті обертання $n_{\text{еном}}=82$ об/хв.

Принципова схема дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi із системою EGR показана на рис. 1 [5].

Система EGR працює в такий спосіб. Випускні газ з циліндрів дизеля надходять у загальний випускний колектор 2 і далі до газотурбонагнетчів 1 і 5, після чого через газовипускную трубу видаляються в атмосферу. Газотурбонагнітачі забирають повітря з машинного відділення і після стиснення направляють його через охолоджувачі 9 і 11 в повітряний (продувний) ресивер 10. При цьому газотурбонагнітач 5 обладнаний системою рециркуляції випускних газів, яка складається з керуючого клапана 3, скрубера очищення газів 4, цистерни 7 і водяного насоса 6. У разі використання системи рециркуляції випускних газів їх кількість регулюється клапаном 3. Випускні газ очищаються і попередньо охолоджуються в скрубері 4, після чого додатковим нагнітачем 8 подаються на змішування з повітрям (що надходить з газотурбонагнітача 5) та потрапляють до охолоджувача 9, повітряного ресиверу 10 і далі в циліндр дизеля.

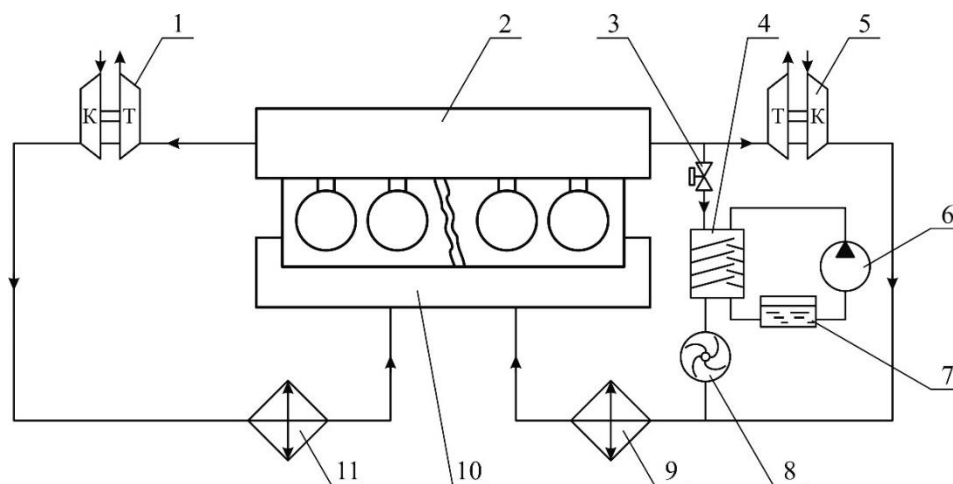


Рис. 1. Принципова схема системи рециркуляції випускних газів для малооборотного суднового дизеля 7UEC60LS Mitsubishi: 1, 5 – газотурбонагнітачі; 2 – випускний колектор; 3 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів; 4 – скруббер; 6 – водяний насос; 7 – водяна цистерна; 8

– газовий нагнітач із електричним приводом; 9, 11 – охолоджувач наддувного повітря; 10 – повітряний ресивер

Ступінь рециркуляції газів під час експериментів змінювалася в наступних значеннях: EGR=5 %, EGR=10 %, EGR=15 %, EGR=20 %.

Експерименти виконувалися для наступних швидкісних режимів роботи дизеля: 55, 65, 75 і 80 об/хв, що відповідало значенням відносної потужності дизеля: $0,3N_{ном}$, $0,5N_{ном}$, $0,77N_{ном}$ і $0,93N_{ном}$, яка вимірювалася в кВт. Для визначення потужності дизеля виконувалось його індиціювання за допомогою суднової системи діагностики Doctor, що дозволяє визначити ефективну потужність дизеля на будь-якому з режимів, що розглядаються.

Емісія оксидів азоту в випускних газах визначалась за допомогою газоаналізатора Testo 350 [6].

Результати досліджень наведено на рис. 2 у вигляді діаграм зміни емісії NO_x в функції частоти обертання колінчастого валу для різного ступеня рециркуляції випускних газів EGR.

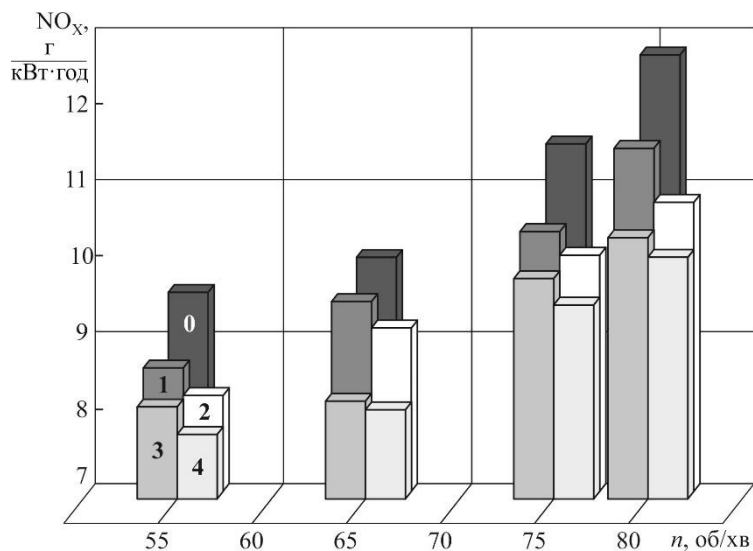


Рис. 2. Зміна концентрації NO_x, г/(кВт·год) у випускних газах суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi залежно від частоти обертання n , об/хв та ступеня EGR, %:
0 – робота без рециркуляції (EGR=0 %); 1 – EGR=5 %; 2 – EGR=10 %; 3 – EGR=15 %;
4 – EGR=20 %

Висновки і перспективи подальших досліджень. В результаті досліджень зробимо такі висновки.

Необхідність забезпечення необхідних екологічних параметрів роботи суднових дизелів (зокрема емісії NO_x випускних газів) змушує використовувати додаткові технологічні рішення. Одним із таких варіантів є управління випускними газами, що досягається шляхом комплектації суднових дизелів системами EGR, які забезпечують примусову подачу в циліндр частини випускних газів із газовипускної системи. Система EGR знижує кількість повітря,

призначеного для згоряння палива, тому кількість випускних газів, що повертаються в циліндр дизеля, повинна підтримувати надійне самозаймання та подаліше згоряння палива.

Використання системи рециркуляції випускних газів покращує екологічні параметри роботи суднового дизеля, зокрема, знижує рівень емісії NO_x . Експериментально встановлено, що зміна ступеня рециркуляції випускних газів у діапазоні 5...20 % забезпечує зниження концентрації NO_x у випускних газах відповідно зі значень 9,65 ... 12,83 $\text{гNO}_x/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ – у разі відсутності рециркуляції, до значень 7,65 ... 10,23 $\text{гNO}_x/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ залежно від частоти обертання і навантаження дизеля, які в експериментах змінювалися в інтервалі $n_{\text{реж}}=(0,67 \dots 0,975)n_{\text{ном}}$ і $N_{\text{ереж}}=(0,3 \dots 0,93)N_{\text{еном}}$.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S. V., Kuropyatnyk O. A., Zablotskyi Yu. V. Gaichenia O. V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // *Nase More : International Journal of Maritime Science & Technology*. – 2022. – Vol. 69. – Iss.1. – P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7

2. Сагін С.В., Побережний Р.В. Аналіз основних способів зниження емісії оксидів азоту дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту // *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132-141. doi: 10.31653/smf44.2022.132-141.

3. Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships // *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 5-16. doi: 10.31653/smf45.2022.5-16.

4. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines // *Nase More : International Journal of Maritime Science & Technology*. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3

5. Sagin S., Kuropyatnyk O., Sagin A., Tkachenko I., Fomin O., Píštěk V., Kučera P. Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe // *Journal of Maritime Science & Engineering*. – 2022. – Vol. 10. – P. 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>.

6. Kuropyatnyk O.A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* – 2018. – Вип. 38. – С. 217-228.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення експлуатаційних показників роботи суднових дизелів шляхом використання альтернативних палив

Постановка проблеми в загальному вигляді. В теперішній час найбільше докільля забруднюють вихлопи двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Ані атомна енергетика, ані промисловість не дають такого обсягу викидів, як ДВЗ. Саме тому до специфічних завдань експлуатації суднових енергетичних установок відносяться запобігання утворенню та нейтралізації екологічно небезпечних речовин, що утворюються під час використання нафтових палив. В результаті згоряння палива утворюються вуглекислий газ CO_2 , оксиди сірки – SO_2 та SO_3 , водяні пари, оксиди азоту NO_x та різні леткі речовини. Перенасичення атмосфери вуглекислим газом веде до так званого парникового ефекту. Крім атмосферного повітря, забруднення від ДВЗ за рахунок витоків і розливів палива, мастила, охолоджуючих рідин, організації несанкціонованих відкритих звалищ зі змінних компонентів двигунів, насамперед масляних фільтрів, зношених запчастин, суднової ганчір'я і т.і., піддаються ґрунт і вода [1]. У всіх країнах зростає кількість захворювань, викликаних азотовмісними сполуками. Тому останнім часом велика увага приділяється зниженню у продуктах згоряння ДВЗ шкідливих речовин, особливо оксидів азоту NO_x . Якщо не вжити відповідних заходів, то у найближчі 50 років територія планети виявиться непридатною для життя людини. Саме тому зусилля науковців спрямовані нині на пошук альтернативного палива – дешевого, калорійного та екологічно чистого [2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. До складу важкого палива (порівняно з легким) входить підвищений вміст сірки (до 0,5 %) та азоту (до 1,0 %). Під час їх згоряння утворюються токсичні компоненти – оксиди сірки SO_x та азоту NO_x , які негативно впливають на екологію та людину. У зв'язку з цим останнім часом велика увага приділяється зниженню у випускних газах (ВГ) шкідливих речовин, особливо оксидів азоту NO_x [3, 4]. З метою зниження концентрації цих речовин використовують різні методи і технології: упорскування води в повітряний та випускний ресивер, рециркуляція випускних газів, використання для забезпечення процесу згоряння альтернативного палива [5].

Постановка завдання. Протягом останніх десятиліть ведуться інтенсивні дослідження альтернативних палив. При цьому кращим вважається часткове заміщення традиційних видів моторного палива синтетичними рідкими вуглеводнями, які отримуються з природного газу, в силу їх низької собівартості. Крім традиційних палив, вже застосовують альтернативні палива, в тому числі спиртовмісні, які в дизелях, правда, що обмежені в використанні. Таким чином, дослідження альтернативних видів суднових палив, та вивчення їх

впливу на робочий процес а також екологічні показники суднових ДВЗ є важливою та актуальною проблемою, розв'язання якої буде сприяти покращенню роботи суднових дизелів та зменшенню їх негативного впливу на довкілля.

Виклад основного матеріалу дослідження. Альтернативні палива отримують в основному з сировини ненафтового походження і застосовують для скорочення споживання нафтопродуктів. Основними видами альтернативного палива є: зріджені горючі гази; спирти, продукти їх переробки і суміші з нафтовим паливом; паливні суміші; штучне рідке та газове паливо (біопаливо і біогаз); рослинні оливи; водень.

Привабливість спиртових палив полягає в тому, що їх можна отримати з будь-якої вуглеводневої сировини, як мінеральної (природний газ, вугілля, горючі сланці), так і органічної (картопля, буряк, інші сільськогосподарські культури, рослинні відходи, водорості та ін.). Серед переваг спиртових палив необхідно також відзначити наявність в їх молекулах атомів кисню, що дозволяє помітно поліпшити екологічні показники токсичності ВГ двигунів внутрішнього згоряння [4].

Серед спиртів найбільш привабливим для використання в ДВЗ є етиловий спирт (ЕС), або етанол. Це обумовлено хорошими екологічними якостями етанолу (його гранично допустима концентрація в повітрі робочої зони – найвища серед всіх спиртів) і можливістю його отримання з різних сировинних ресурсів. Результати експерименту, що підтверджують доцільність використання суміші ДП та ЕС, наведені у таблиці 1.

Таблиця 1. Показники дизеля 4ЧН11/12,5 при роботі на різних паливах

Показник	ДП	96%ДП+4%ЕС
Часова витрата палива, G_T , кг/год	20,10	20,00
Обертальний момент дизеля, M_e , Н·м	322	318
Питома ефективна витрата палива, b_e , г/(кВт·год)	218,4	220,0
Ефективний ККД дизеля, η_e	0,374	0,376
Димність ВГ, K_X , %	16,0	12,0
Інтегральні питомі масові викиди, г/(кВт·год):		
оксидів азоту e_{NO_x}	7,018	5,798
оксиду вуглецю e_{CO}	1,723	1,879
незгорілих вуглеводнів e_{CH_x}	0,788	0,836

Однією з серйозних проблем, що виникають під час використання етанолу як моторного палива, є його погана змішуваність з нафтовим ДП та рядом альтернативних палив. Основна причина цього – наявність в етанолі, отриманому шляхом бродиння біомаси, значної кількості води, яка дуже погано поєднується з нафтопродуктами.

Із числа видів перспективного палива для ДВЗ особливої уваги заслуговує хімічно інертний діметилловий ефір. Діметилефір CH_3-O-CH_3 – безбарвний газ, який при тиску в 5,3 бар переходить в рідкий стан і не має сірки, розчиняється в етанолі, воді. В наш час це єдине синтетичне паливо, яке забезпечує

повну заміну традиційного дизельного палива. Основною сировиною для виробництва $(\text{CH}_3)_2\text{O}$ повинна стати природна сировина, яка синтезує природний газ метан CH_4 .

Використання як моторного палива діметилового ефіру $(\text{CH}_3)_2\text{O}$ дозволяє зменшити викиди в атмосферу оксидів вуглецю CO/CO_2 , вуглеводнів C_iH_j і оксидів азоту NO_x на 30...70 % в порівнянні зі звичайним рідким вуглеводневим паливом. Результати експериментів, що це підтверджують, надані у таблиці 2.

Таблиця 2. Технічні показники робочого циклу ДВЗ при зміні складу робочої суміші палива

Показники	ДП	Суміші палива, % ДП+% ДМЕ				ДМЕ
		90+10	80+20	70+30	60+40	
Теплота згоряння палива, кДж/кг	42500	41140	39780	38420	37060	28900
Теоретична кількість повітря для згоряння 1 кг палива, кг/кг	14,5	13,94	13,27	12,86	12,32	9,08
Індикаторний ККД	0,449	0,448	0,453	0,454	0,453	0,450
Інтегральні питомі масові викиди, г/(кВт·год):						
оксидів азоту e_{NO_x}	7,12	5,52	3,35	2,85	2,62	2,5
оксиду вуглецю e_{CO}	4,16	3,07	2,64	2,16	1,85	1,52
незгорілих вуглеводнів e_{CH_x}	1,13	0,81	0,68	0,42	0,29	0,25

Без перебільшення можна сказати, що дві проблеми, які неминуче стоять перед людством – виснаження запасів вуглеводних палив і небезпека наростаючого забруднення навколишнього середовища – таять в собі цілком реальну перспективу загибелі цивілізації під впливом її же створених загроз. Заміна вуглеводневих палив воднем могла б радикально їх розв'язати. Подання про водень як про «паливо майбутнього» досить міцно утвердилася як серед фахівців, так і серед тих, кого взагалі цікавить майбутнє енергетики і транспорту. Дійсно, вода, основний продукт окислення водню, майже не затримує тепло біля поверхні Землі на відміну від вуглекислого газу, у величезній кількості викидається в атмосферу не тільки транспортом, а й усіма тепловими енергоустановками. Таким чином, проблема «парникового ефекту» знімається повністю. У продуктах згоряння водню не містяться токсичні продукти неповного згоряння вуглеводневих палив – окис вуглецю, вуглеводні і тверді частинки.

Що стосується запасів, то водень, але в пов'язаному вигляді, є найпоширенішим на Землі елементом. Щоб масштабне використання водню в якості палива для транспортних енергоустановок стало реальністю, повинні бути вирішені два складні завдання:

по-перше, організувати його масове і недороге виробництво;

по-друге, створити ефективні та надійні засоби зберігання запасу цього найлегшого в природі газу на борту судна в кількості, необхідній для забезпечення необхідної дальності автономного плавання.

Обидва завдання принципово можна розв'язати, хоча для організації виробництва водневого палива буде потрібно знайти шляхи для багаторазового збільшення виробництва електроенергії. У вирішенні проблеми зберігання за останні десятиліття досягнуто значного прогресу.

Моторні властивості водню – висока детонаційна стійкість, швидке згоряння і широкі межі займистості – сприяють створенню водневих двигунів.

Разом з тим існує ряд проблем, що ускладнюють отримання таких же потужних показників, як у дизельного двигуна. По-перше, хоча теплотворна здатність водню в розрахунку на одиницю маси майже в чотири рази вище, ніж у дизельного палива, стехіометричне співвідношення по відношенню до повітря також приблизно втричі вище. У поєднанні з низькою густиною газоподібного водню це призводить до того, що теплота згоряння одиниці об'єму водню-повітряної суміші нижче, ніж у дізельно-повітряної. Це означає пропорційне зниження циліндрової потужності при рівних умовах організації процесу. Це зниження може бути компенсоване швидшим і повним згорянням водню. Існує ще ряд причин, що ускладнюють використання стехіометричних сумішей в водневому двигуні.

Однією з проблем, пов'язаних з перекладом існуючих ДВЗ на водневе паливо, є небезпека передчасного займання водню-повітряної суміші.

Крім того, при переведенні діючих ДВЗ на водневе паливо слід вважатися з можливістю суттєвого підвищення механічних і теплових навантажень на деталі двигуна. Причина цього – висока швидкість згоряння водню. Швидкість поширення ламінарного полум'я для водню в кілька разів вище, ніж для вуглеводневих палив. Розрахункові і експериментальні дані, отримані при випробуваннях двигунів, що працюють на водні, показали, що швидкість поширення турбулентного полум'я в першому наближенні пропорційна швидкості ламінарного полум'я, відповідно, менше тривалість згоряння. При відсутності спеціальних заходів це призводить до підвищення тиску і температури в циліндрі двигуна.

Необхідно також враховувати, що підвищена температура в зоні згоряння призводить до прискореного утворення окислів азоту через окислення атмосферного азоту. Це може звести нанівець ефект усунення оксидів вуглецю та вуглеводнів, оскільки оксиди азоту мають більш сильну отруйну дію, ніж сполуки вуглецю.

Таким чином, для отримання всіх переваг, які потенційно дає водневе паливо, необхідно врахувати весь комплекс факторів, які можуть викликати погіршення потужних, економічних і екологічних показників, і намітити шляхи їх усунення або компенсації. Найбільш доцільний шлях вирішення таких завдань – комплексне моделювання всіх процесів в двигуні. У цьому випадку, на відміну від експериментальних підходів, можна отримати порівнянні дані про результати тих чи інших заходів, які не залежать від їх конкретного конструктивного рішення.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Суднові енергетичні установки є крупними споживачами рідких палив, що призводить не лише до підвищених витрат на його придбання, підготування та використання, але й на погіршення екологічних показників навколишнього середовища. Одним зі шляхів, що забезпечують покращення екологічних показників роботи суднових ДВЗ є використання альтернативних палив. При цьому, найбільш доцільним є використання етанолу та диметилового ефіру, які з різною концентрацією додаються до дизельного палива, та таким чином утворюють паливну суміш. Найбільш ефективним видом альтернативного палива є водень, що володіє майже чотириразовою перевагою в теплотворній здатності у порівнянні з дизельним паливом. При цьому можливості використання водневих дизелів потребують глибокого попереднього теоретичного вивчення та моделювання.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

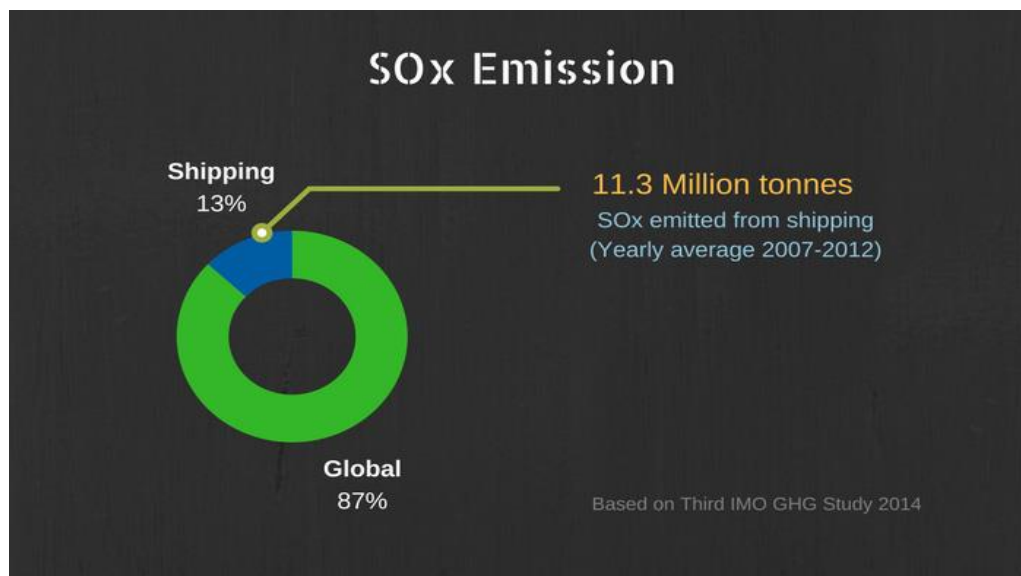
1. Sagin S., Karianskyi S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Tkachenko I. Impact of Biofuel on the Environmental and Economic Performance of Marine Diesel Engines // Journal of Marine Science and Engineering. – 2023. – Vol. 11(1). – P. 120. <https://doi.org/10.3390/jmse11010120>
2. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport // Technology Audit and Production Reserves. – 2020. – Vol. 4 (3(72)). – P. 33–42. doi: <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.286039>.
3. Madey V. Assessment of the efficiency of biofuel use in the operation of marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. – № 2(1(64)). – С. 34–41. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.255959>.
4. Сагін С.В., Мадей В.В., Сагін А.С. Робота суднового дизеля на біодизельному паливі // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 93 - 107. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-93-107.
5. Madey V.V. Usage of biodiesel in marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 18-21. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-18-21>.

Національний університет «Одеська морська академія»

Реалізація вимог ІМО щодо забруднення навколишнього середовища оксидами сірки з морських суден

Постановка проблеми в загальному вигляді. Захист навколишнього середовища в останні роки став викликом для людства. Постійне зростання споживання вуглеводневого палива та викиди токсичних речовин в атмосферу внаслідок його використання загрожують життю людини, порушуючи природні процеси самоочищення біосфери.

Фахівці більшості країн і співробітники Комітету з захисту морського середовища ІМО вважають оксиди сірки SO_x одним з найбільш небезпечних компонентів відпрацьованих газів суднових дизельних двигунів разом з оксидами азоту NO_x [1]. І не дарма, адже викиди SO_x з суден за 2007-2012 роки складали 13% від загальних викидів оксидів сірки в навколишнє середовище, що показано на рисунку 1.

Рис.1. Викиди SO_x в навколишнє середовище

Результуюче зменшення викидів оксиду сірки із суден має значні переваги для здоров'я та навколишнього середовища в усьому світі, особливо для населення, яке живе поблизу портів і прибережних районів. Оксиди сірки шкідливі для здоров'я людини, спричиняючи захворювання органів дихання, серцево-судинної системи та легенів. Потрапляючи в атмосферу, SO_x може призвести до кислотних дощів, які впливають на сільськогосподарські культури, ліси та водні види та сприяють підкисленню океану [2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. 1 січня 2020 року набуло чинності нове обмеження вмісту сірки в мазуті, що використовується на суднах, що стало важливим фактором для поліпшення якості повітря, збереження навколишнього середовища та захисту здоров'я людей.

Правило, відоме як «ІМО 2020», обмежує вміст сірки в мазуті, що використовується на борту суден, що працюють за межами визначених зон контролю викидів, до 0,5% m/m (маса на масу) – значне зниження порівняно з попереднім обмеженням у 3,5%. Цей новий ліміт став обов'язковим після внесення поправки до Додатку VI Міжнародної конвенції про запобігання забрудненню з суден (MARPOL).

У зонах контролю за викидами (ECA) діє ще більш суворе обмеження - 0,10% m/m, яке було встановлено ІМО. Таких зон наразі чотири: зона Балтійського моря; зона Північного моря; територія Північної Америки (охоплює визначені прибережні території біля Сполучених Штатів і Канади); і зона Карибського моря США (навколо Пуерто-Ріко та Віргінських островів США).

У 2022 році МЕРС 78 погодився визначити все Середземне море зоною контролю за викидами, що означає, що з 2025 року судна повинні будуть дотримуватися більш суворих заходів щодо викидів оксиду сірки. Комітет схвалив запропоновані поправки до Додатку VI MARPOL з метою ухвалення на МЕРС 79, які визначатимуть Середземне море в цілому зоною контролю викидів оксидів сірки (SO_x-ECA) і твердих часток. Поправка може набути чинності в середині 2024 року, а нове обмеження почне діяти з 2025 року.

На рисунку 2 можемо спостерігати посилення стандартів викидів оксидів сірки з морського транспорту.

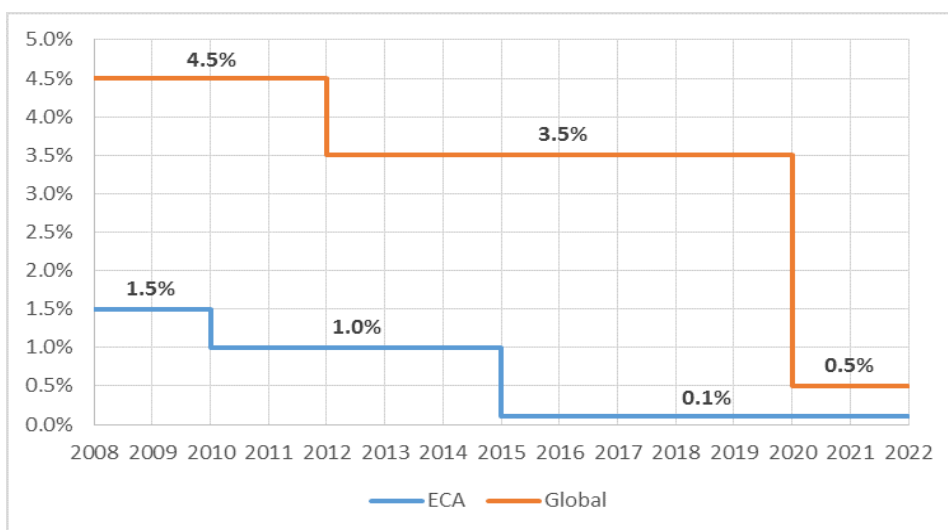


Рис. 2. Стандарти викидів SO_x з 2008 року

Те, що норми «ІМО 2020» обмежують вміст сірки в мазуті, означає, що судна повинні використовувати мазут, який за своєю природою має досить низький вміст сірки, або встановити відповідний «альтернативний» метод вихлопу, щоб відповідати вимогам ІМО.

Нафтопереробні заводи можуть змішувати мазут із високим (невідповідним) вмістом сірки з мазутом із вмістом сірки, нижчим за необхідний вміст сірки, щоб отримати мазут, що відповідає вимогам. Додатки можуть бути додані для покращення інших властивостей, таких як змащувальна здатність.

Деякі судна обмежують забруднювачі повітря, встановлюючи системи очищення вихлопних газів, також відомі як «скрубери». Це прийнято державами прапора як альтернативний спосіб виконання вимог щодо обмеження вмісту сірки. Ці скрубери призначені для видалення оксидів сірки з вихлопних газів двигуна судна та котла. Судно, обладнане скрубером, може використовувати важке паливо, оскільки викиди оксидів сірки будуть знижені до рівня, еквівалентного необхідному ліміту вмісту сірки в мазуті. До середини липня 2020 року адміністрації (держави прапора) офіційно повідомили ІМО про 2359 систем як схвалений «еквівалентний метод».

Судна можуть мати двигуни, які використовують альтернативне паливо, яке може містити низький або нульовий вміст сірки, наприклад скраплений природний газ або біопаливо [2].

Постановка завдання. У перспективі для світового суднобудування поставлена задача досягти скорочення концентрації шкідливих (забруднюючих) речовин, зокрема SO_x , у відпрацьованих газах дизелів та котлів, до таких показників, які характеризуються як "практично нульові викиди". Проблема скорочення викидів шкідливих речовин від судових дизельних двигунів цікавить багатьох вітчизняних і закордонних вчених, які ставлять перед собою мету не тільки вивчити причини, але і знайти шляхи її рішення.

Виклад основного матеріалу дослідження. До технологічних і технічних заходів, що сприяють зниженню вмісту викидів сірки з дизелів, необхідно віднести наступні [1,3]:

1. Використання водопаливної емульсії. Вода, що міститься в паливі, при нагріванні в циліндрі перетворюється на бульбашки пари, яка миттєво розбиває краплі пального на дрібніші частинки. Частинки пального змішуються з киснем повітря і швидко згорають. Додавання 5-10% води до пального прискорює процес горіння в 5-6 разів. В результаті зменшується витрата палива і викиди оксидів азоту та сірки.
2. Попередня підготовка палива. У сучасних системах підготовки палива для поліпшення якісних характеристик важких палив використовуються апарати для одержання однорідних сумішей, які називаються гомогенізаторами. В процесі підготовки палива в гомогенізаторах негорючі сполуки (смоли, грудки заліза, механічні домішки), що входять до складу палива, руйнуються під впливом ультразвукових коливань, подрібнюються в паливі вихровим потоком та інтенсивно перемішуються. Це призводить до зменшення в'язкості палива, зниження температури спалаху, зменшення утворення сажі та зменшення викидів оксидів азоту та сірки.
3. Робота двигуна на природному газі. Однак цей метод передбачає значні витрати на модернізацію двигуна.
4. Використання альтернативних видів палива. Перехід на паливо з низьким вмістом сірки звучить як найлегше та найпростіше рішення $DeSO_x$. Однак це може бути не найпрактичнішим варіантом для кожного судна через величезну цінову різницю між HFO та такими маслами.

5. Використання скруберів. Судячи з останніх правил ІМО, якщо судно вирішує покладатися виключно на HFO, необхідно встановити рішення для доопрацювання відпрацьованих газів, щоб усунути підвищені викиди SO_2 і відповідати правилам ІМО. На даний момент єдиним доступним комерційним рішенням для обробки вихлопних газів є скрубери. Скрубери – це, в основному, мокрий метод десульфурації, який переважно використовує морську воду для очищення викидів сірки. Схема роботи скрубера наведена на рисунку 3.

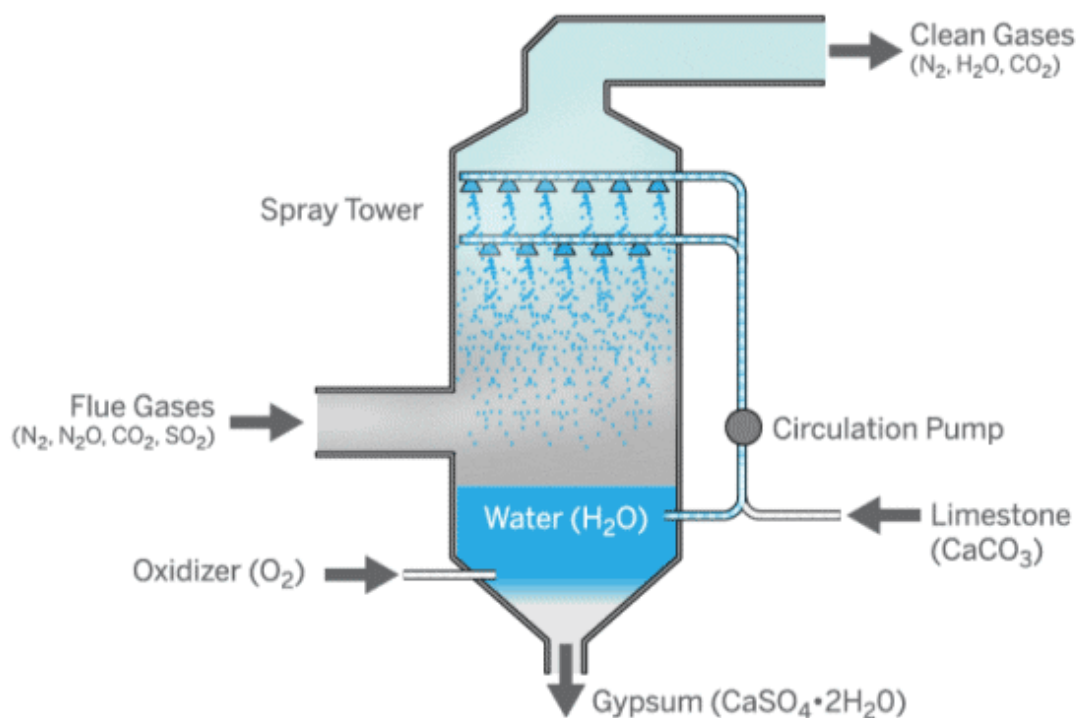


Рис. 3. Схема роботи скрубера

6. Змащення циліндрів. Якісне змащення циліндрів разом із ефективними системами керування, такими як системи змащування Pulse або Alpha, можуть нейтралізувати сірку в паливі та зменшити викиди SO_x з двигуна.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Посилення вимог до екологічних показників суднових дизельних двигунів, складу і концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах сьогодні є одним з головних напрямків в системі організаційно-технічних заходів, спрямованих на мінімізацію шкідливого впливу суднових енергетичних установок на навколишнє середовище. Найпопулярнішим методом зниження вмісту викидів сірки є системи очищення вихлопних газів (EGCS), широко відомі як скрубери, які стали основною модернізацією морського транспорту і хітом серед судноплавних компаній у всьому світі, так як очікується, що вони значно заощадять на витратах на паливо, оскільки нові вимоги до пального набули чинності з 1 січня 2020 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1.Мельник О.В., Сорока В.В., Гаталяк М.Я. Методи зниження вмісту токсичних компонентів відпрацьованих газів суднових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій. – К.: ДУІТ, 2021 – Випуск 1(32). – с. 64-74.

2.IMO 2020 – cutting sulphur oxide emissions: Mediterranean ECA Will Lead to a 77% Drop in Sox Emissions From Ships / Hellenic Shipping News worldwide – 09.12.2022. URL: <https://www.hellenicshippingnews.com/imo-2020-cutting-sulphur-oxide-emissions-mediterranean-eca-will-lead-to-a-77-drop-in-sox-emissions-from-ships/>

3.Selected Techniques for Cutting SOx Emissions in Maritime Industry / Papadopoulos C., Kourteles M. , Moschovi A. M., Sakkas K. M., Yakoumis I. – Technologies 2022, 10(5), 99; URL: <https://doi.org/10.3390/technologies10050099>

УДК 629.5

Качанов С.І., Парменова Д.Г.

Національний університет «Одеська морська академія»

Удосконалення процесу підготовки суднових важких палив шляхом використання модульних схем побудови паливних систем

Постановка проблеми в загальному вигляді. Робота суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) забезпечується різними системами, самої енергозброєною, розгалуженої та насиченої з яких є паливна система. В даний час існує тенденція виготовлення суднових систем у вигляді модулів, при цьому кожен модуль цієї системи відрізняється за своїм цільовим призначенням, за способом перетворення енергії, за складом і виконує строго певні функції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розвиток сучасної технічної науки сприяє появі різних механізмів і установок, функціонування яких в складі паливних систем забезпечує поліпшення експлуатаційних характеристик палива. Одночасно при цьому удосконалюються способи підготовки суднових палив, до яких насамперед належать використання гомогенізації [1], застосування водо-паливних емульсій [2], використання присадок до палива [3]. При цьому слід зазначити, що дані способи підготовки палива в даний час застосовується в основному з метою забезпечення екологічних параметрів роботи дизеля [4].

Постановка завдання. Таким чином, незважаючи на велику кількість досліджень, виконаних як окремими вченими, так і науковими організаціями, переважна більшість з них стосується оптимізації стандартних способів підготовки палива. З огляду на викладене, завдання дослідження полягало в роз-

робці варіанту перекомплектації модульної схеми паливної системи суднового дизеля з урахуванням можливості використання ультразвукової обробки палива, а також вивчення впливу ультразвукової обробки палива на сірчисту корозію деталей циліндропоршневої групи (ЦПГ) дизеля.

Виклад основного матеріалу дослідження. Проведені дослідження виконувалися в паливній системі суднового середньо-обертового дизеля (СОД) S6A2 фірми «Mitsubishi», що скомпонована за модульним принципом (рис. 1, а).

Перший модуль (система очищення) забезпечує необхідний структурний склад палива і використовується як в комплексі з іншими модулями підготовки системи, так і для автономного режиму роботи. Даний модуль підготовки палива є самим енергоємним, оскільки включає до свого складу такі елементи, як відстійно-витратні-видаткові цистерни, насоси, що перекачують паливо, паливні підігрівачі і паливні сепаратори [5].

Другий модуль (система підготовки) забезпечує остаточну підготовку палива перед його безпосередньою подачею в циліндр дизеля. Основними складовими даного модуля є насоси, що підкачують паливо і циркуляційні насоси, підігрівачі палива 2-го ступеня, фільтраційні установки, автоматичні пристрої, що забезпечують контроль суцільності потоку і регулювання в'язкості палива. В даний модуль також входить бустерна установка, за допомогою якої підтримується необхідний тиск в системі, а також деаератор, який очищає паливо від повітряних і газових домішок. Паливо в цей модуль надходить в попередньо підігрітому стані, що знижує витрати енергії на його підготовку.

Третій модуль (система подачі) уявляє собою паливну систему високого тиску і забезпечує подачу палива в циліндр дизеля. Енергія в даному модулі виробляється самим дизелем і передається до палива через кінематичну схему колінчастий вал – розподільний вал – штовхач паливного насоса високого тиску (ПНВТ). Енергоємність даного процесу відноситься до механічних втрат дизеля і може досягати 5...7 % його потужності. В кінцевому рахунку, в даному модулі завдяки хімічної реакції окислення палива киснем повітря потенційна енергія палива перетворюється в теплову енергію газів і, в наслідок, в корисну роботу поршня дизеля [6].

В результаті проведених в досліджень пропонується перекомплектації модулів підготовки палива. При цьому основний акцент спрямовується на використання ультразвукової обробки палива з можливою відмовою від процесу сепарації палива, який не тільки відноситься до одного з найбільш енергоємних, а й знижує теплотворну здатність палива (за рахунок відведення в шлам горючих складових палива). Змінена система підготовки палива показана на рис. 1, б, при цьому в даній схемі відсутній вузол сепарації палива в системі очищення, а система підготовки додатково укомплектована блоками ультразвукової підготовки 1-го та 2-го ступеню. Крім того, блок ультразвукової підготовки 1-го ступеню передбачає як безпосередньо використання процесу ультразвукової кавітації, що здійснюється за допомогою генератора 13, так і гідродинамічну активацію, яку виконують в активаторі 12.

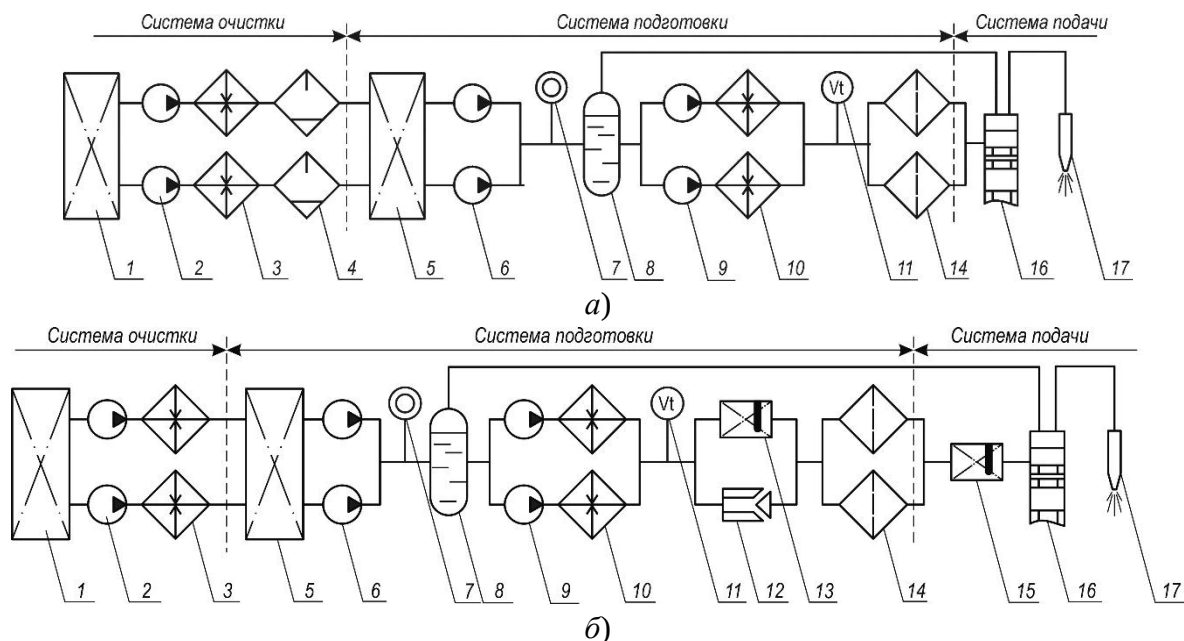


Рис. 1. Модульна схема побудови паливної системи суднового дизеля:
а) стандартна; б) при використанні ультразвукової обробки і гідродинамічної активації палива:

1 – відстійно-витратні цистерни; 2 – насоси, що перекачують паливо; 3 – підігрівачі палива 1-го ступеня; 4 – сепаратори палива; 5 – витратна цистерна; 6 – насоси, що підкачують паливо; 7 – витратомір; 8 – деаератор; 9 – циркуляційні насоси; 10 – підігрівачі палива 2-го ступеня; 11 – датчик в'язкості; 12 – гідродинамічний активатор палива; 13 – ультразвукова установка 1-го ступеня; 14 – автоматичний фільтр; 15 – ультразвукова установка 2-го ступеня; 16 – ПНВТ; 17 – форсунка

Додаткова ультразвукова обробка палива, перш за все, сприяє поліпшенню дисперсних якостей палива, а явище кавітації, що супроводжує цей процес, призводить до додаткової активації його вуглеводневих складових і розщепленню С-С і С-S зв'язків.

Як зазначалося раніше, дослідження впливу ультразвукової кавітаційної обробки палива на сірчистий знос циліндропоршневої групи (ЦПГ) суднового СОД виконувалося для дизеля S6A2 фірми «Mitsubishi» з наступними характеристиками: діаметр циліндра – 0,15 м; хід поршня – 0,19 м; номінальна потужність – 360 кВт; частота обертання колінчастого вала 1000 об/хв. Дизелі в кількості трьох штук входили до складу суднової допоміжної енергетичної установки. Дизелі мали кожен свою автономну систему подачі палива, що давало можливість проводити дослідження для окремого дизеля з паливом, які пройшли різні етапи підготовки. Паливна система одного з двигунів не підлягала перекомплектації і експлуатувалася в «штатному» стані, при цьому даний дизель приймався за «контрольний». Паливо до двох інших дизелів подавалося після додаткової кавітаційної обробки, для чого паливна система цих дизелів була доукомплектована модулем ультразвукової кавітаційної обробки (див. позиції 12, 13, 15 на рис. 1, а). У паливній цистерні, в якій відбувалася ультразвукова обробка палива, додатково встановлювався лопатковий змішувач, що забезпечувало однорідність палива в повному обсязі. Під час проведення експерименту дизелі експлуатувалися на паливі HFO380 [7, 8].

Вплив кавітаційної обробки палива на сірчисту корозію ЦПГ може бути проаналізовано на прикладі визначення зносу циліндрової втулки і верхнього поршневого кільця суднового СОД S6A2 фірми «Mitsubishi». Результати вимірювання лінійного зносу циліндрових втулок I_h і масового зносу поршневих кілець I_m наведені в табл. 1. При цьому в табл. 1 під умовами експлуатації 1, 2, 3 розуміється: 1 – паливо без додаткової обробки (під час експлуатації системи підготовки палива дизеля в «штатному» режимі); 2 – паливо, що пройшло додаткову кавітаційну обробку (під час додаткового використання в системі підготовки палива тільки ультразвукового кавітатору); 3 – паливо, що пройшло додаткову кавітаційну обробку (під час використання ультразвукового кавітатору і додаткової подачі повітря в зону кавітації).

Табл. 1. Результати досліджень по визначенню зносу деталей суднового СОД S6A2 при різних умовах експлуатації

	Умови експлуатації	Час експлуатації, год				
		180	390	590	810	1030
Знос циліндрової втулки, I_h , мкм	1	32	39	41	50	57
	2	18	22	26	27	28
	3	10	13	14	18	19
Знос верхнього поршневого кільця, I_m , г	1	0,95	1,43	1,58	1,73	1,86
	2	0,63	0,72	0,81	0,87	0,96
	3	0,41	0,44	0,48	0,50	0,53

За отриманими даними побудовано графічні залежності (рис. 2, а, б), що характеризують зниження зносу розглянутих деталей при застосуванні додаткової ультразвукової кавітаційної обробки палива.

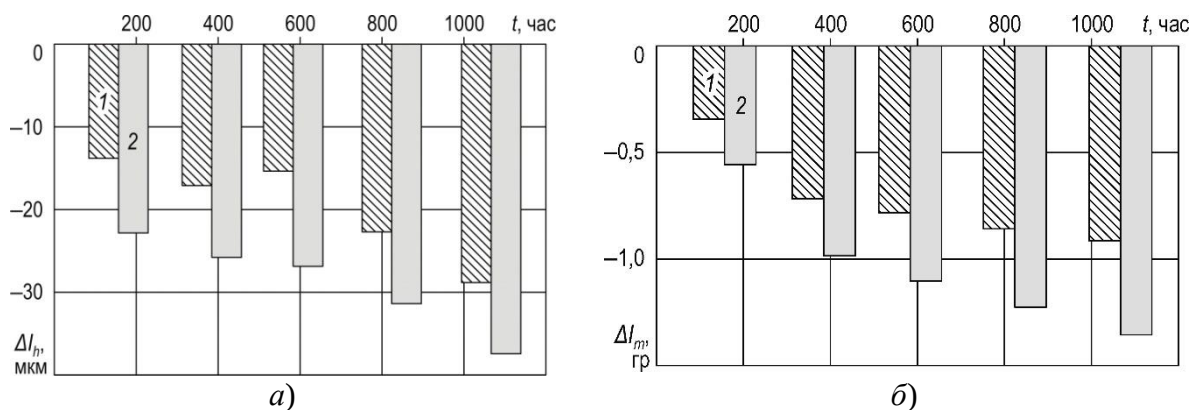


Рис. 2. Зниження корозійного зносу циліндрових втулок (а) та поршневих кілець (б) суднового дизеля S6A2 «Mitsubishi» за різних умов експлуатації: 1 – використання в системі підготовки палива ультразвукового кавітатору; 2 – використання ультразвукового кавітатору і додаткової подачі повітря в зону кавітації

Висновки і перспективи подальших досліджень. Сучасні схеми побудови паливних систем суднових дизелів в модульному варіанті дозволяють проводити модернізацію і перекомплектацію окремих модулів. При цьому найбільшу ефективність приносить перекомплектація модуля (системи) підготовки. Додаткове включення в цей модуль вузлів ультразвукової обробки і

гідродинамічної активації палива призводить до зниження зносу циліндропоршневої групи дизеля.

Проведені експериментальні дослідження свідчать про те, що додаткова ультразвукова обробка і гідродинамічна активація високов'язкого палива (які можливо проводити як в паралельному, так і в послідовному варіанті) сприяють зниженню в 3,2...4,7 рази зносу поршневих кілець і циліндрових втулок дизеля. При цьому найбільше зниження цього параметра спостерігається для поршневих кілець, що особливо актуально, враховуючи важливість даного вузла в забезпеченні не лише якісного перебігу процесів стиснення, згоряння і розширення, але і також надійності роботи трибосполучення поршень-втулка циліндра.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Solodovnikov V. G. Ultrasonic fuel processing as a method of improving the technical condition and economic characteristics of ship diesels // *American Scientific Journal*, 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 59-62.

2. Солодовніков В Г. Використання ультразвукової обробки в модульних схемах побудови суднових систем паливopідготовки // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38.* – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 158-168.

3. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // *Technology Audit and Production Reserves.* – 2021. – № 5 (2 (61)). – P. 26-32.[doi: http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698](http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698).

4. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40.* – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 49-54. DOI : 10.31653/smf340.2020.49-54.

5. Солодовніков В. Г. Забезпечення технічного стану суднових дизелів шляхом кавітаційної обробки палива // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40.* – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 65-69. DOI : 10.31653/smf340.2020.88-94.

6. Solodovnikov V. G. Ultrasonic fuel processing as a method of improving the technical condition and economic characteristics of ship diesels // *American Scientific Journal*, 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 59-62.

7. Солодовніков В Г. Використання ультразвукової обробки в модульних схемах побудови суднових систем паливopідготовки / В Г. Солодовніков // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38.* – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 158-168.

8. Sagin S.; Madey V.; Sagin A.; Stoliaryk T.; Fomin O.; Kuřcera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // *Journal of Marine Science and Engineering.* – 2022. – Vol. 10. – 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

Національний університет «Одеська морська академія»

Поліпшення експлуатаційних показників суднових дизелів шляхом кавітаційної обробки палива

Постановка проблеми в загальному вигляді. Суднові двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), що виконують функції головних двигунів (ГД) або допоміжних двигунів (ДД) є найбільшими споживачами рідкого палива. Основними типами суднових дизелів є мало-обертові (МОД) та середньо-обертові (СОД). Як паливо для ДВЗ використовуються рідкі нафтопродукти, які традиційно поділяються на важкі і легкі (дизельні). Ця класифікація базується на питомій вазі, а точніше густини палива, яка для дизельних палив при 20°C лежить в межах 840...860 кг/м³, а для важких до 980 кг/м³ [1].

До суднових СОД відносяться двигуни, частота обертання колінчастого вала яких на номінальному режимі складає 300...1000 об/хв. У разі використання СОД як ДД колінчастий вал дизеля безпосередньо з'єднаний з ротором електрогенератора та їх частоти обертання збігаються. Якщо СОД виконує функції ГД колінчастий вал дизеля і гребний вал з'єднані редукторною передачею, що забезпечує знижену частоту обертання гребного гвинта в порівнянні з частотою обертання колінчастого вала двигуна. СЕУ з СОД як ГД застосовуються в світовому суднобудуванні вже багато років [3]. Найбільшого поширення подібні дизелі отримали на пасажирських судах, контейнеровозах малого і середнього водотоннажності, а також на спеціалізованих судах (морських і океанських буксирах, рефулерних судах, судах забезпечення нафтовидобувних платформ і ін.), де вони використовуються в складі дизель-редукторних агрегатів з відбором потужності для приводів електроагрегатів, гідронасосів та інших суднових механізмів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В останні роки на транспортних судах для СОД все ширше застосовуються важкі сорти палива високої в'язкості, що мають більш низьку вартість [2, 3]. Згідно з вимогами таких провідних фірм, що будують дизелі, як Wartsila-Sulzer, MAN-B&W суднові СОД повинні надійно експлуатуватися на всіх режимах (в тому числі на пускових і перехідних) при використанні палив з в'язкістю до 380 мм²/с. Перспективи розвитку транспортного суднобудування із застосуванням СОД в світовій практиці тісно пов'язані з використанням подібних видів палива. При цьому слід зазначити, що важкі сорти палива використовуються для роботи як головних СОД, що передають свою потужність на рушій, так і допоміжних, які є приводом електричних генераторів двигунів. Крім того, в судову практику чітко простежується тенденція використання важких сортів палива не тільки для сучасних моделей СОД, а й переведенням СОД попередніх моделей (спроектованих з умовою роботи на легких сортах палива) на експлуатацію на паливі з підвищеною в'язкістю.

Експлуатаційні режими роботи суднових СОД забезпечуються як важкими, так і легкими сортами палива. Частота обертання колінчастого вала суднових МОД становить 80...100 об/хв, а мінімальне значення цього ж параметра для СОД – 450...500 об/хв. Це призводить до того, що навіть при підвищеній для СОД в порівнянні з МОД тривалістю подачі палива в циліндр час впорскування палива і, відповідно, час його окислення, запалення і згоряння скорочується в 3...4 рази. Ще однією причиною використання в СОД легких сортів палива є їх часта робота на режимах пуску і часткового навантаження. При цьому частина теплової енергії, підведеної в процесі стиснення, втрачається через погано прогрітих поверхонь деталей ЦПГ, що істотно знижує температуру в циліндрі в момент впорскування палива і змушує використовувати палива з меншою температурою самозаймання.

Екологічні вимоги, що пред'являються до СЕУ в цілому і до суднових дизелів зокрема, змушують проводити їх експлуатацію на паливах з пониженим вмістом сірки. Згідно з вимогами Міжнародної конвенції MARPOL, в деяких особливих районах вміст сірки у використовуваному паливі не повинно перевищувати 0,1 %. При цьому слід враховувати, що нафтопереробна промисловість в даний час ще не готова до виробництва необхідних обсягів палив з подібним змістом сірки, а на ринок надходить палива, фракційний склад яких містить до 3% сірки, використання яких можливо лише за умовою додаткового очищення випускних газів.

Застосування палива подібного фракційного складу погіршує якість процесу згоряння, що, в тому числі, призводить до підвищеного зносу деталей ЦПГ, циліндрових кришок, випускних клапанів, а також прогорання лопаток газотурбонагнетачів (ГТН) і елементів газовипускного тракту.

Використання важких палив в суднових СОД вимагає створення систем паливopідготовки і забезпечення таких режимів їх експлуатації, які здатні нейтралізувати шкідливі впливи фізико-хімічних властивостей і домішок палива на надійність, довговічність і економічність дизеля.

Постановка завдання. Завданням дослідження було розробка способу, засобів і ефективного режиму десульфуризації високов'язкого палива системою паливopідготовки судового СОД.

Виклад основного матеріалу дослідження. Рішення задач по десульфуризації палива, як правило, відноситься до стаціонарної енергетики і виконується на берегових нафтопереробних комбінатах. Це тільки підкреслює актуальність пошуку оптимальних варіантів видалення сірки з палива в умовах експлуатації морського судна.

Як способи десульфуризації палива в суднових умовах можуть бути використані:

- тонка фільтрація;
- гідроочищення;
- змішування палива з єднальними реагентами з подальшим відстоюванням, фільтрацією або сепарацією осадка;
- окислювальне відновлення;

- ультразвукова кавітаційна обробка.

Дослідження виконувались на суднових СОД 6L16/24 фірми MAN B&W Diesel Group, що були встановлені на універсальному судні дедвейтом 13600 тонн. Дизелі знаходились в однаковому технічному стані та під час проведення досліджень експлуатувались на однакових навантаженнях. Паливо, що впорскувалось до одного з дизелів піддавалось ультразвукової обробці. Оптимальна частота ультразвукових хвиль та потужність ультразвукового генератору були визначені під час попередніх лабораторних досліджень

Фракційний і елементарний склад палива, його експлуатаційні характеристики і якість підготовки впливають не тільки на технічний стан деталей дизеля (зокрема на корозійний знос ЦПГ), але і на показники робочого процесу ДВЗ. Тому під час проведення експериментальних досліджень контролювалися і визначалися не тільки стан ЦПГ дизеля, але і такі показники як максимальний тиск циклу і температура газів у випускному колекторі.

Характер зміни даних величин показаний на рис. 1, 2 [1, 3].

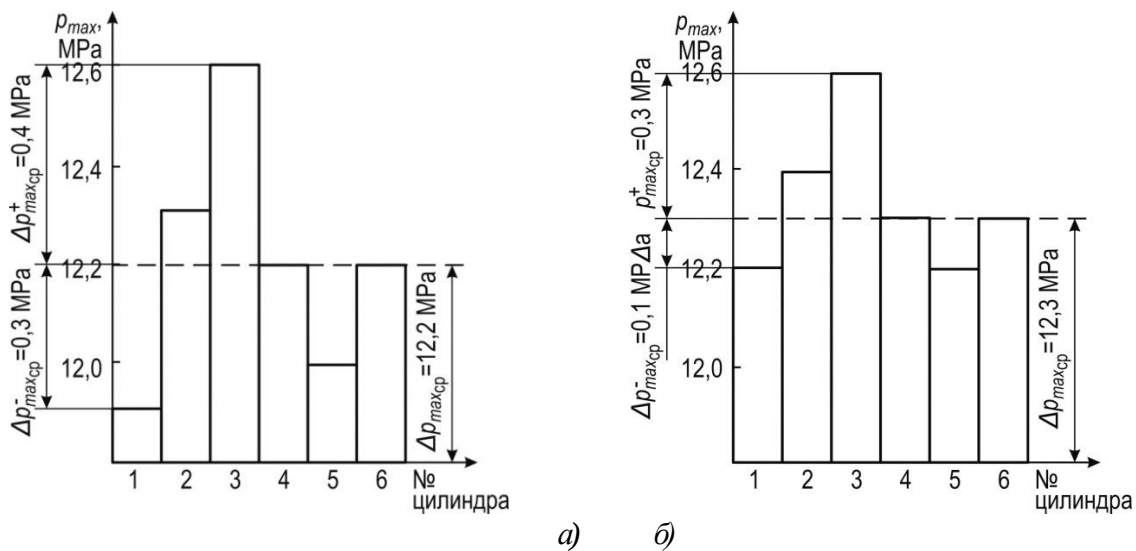
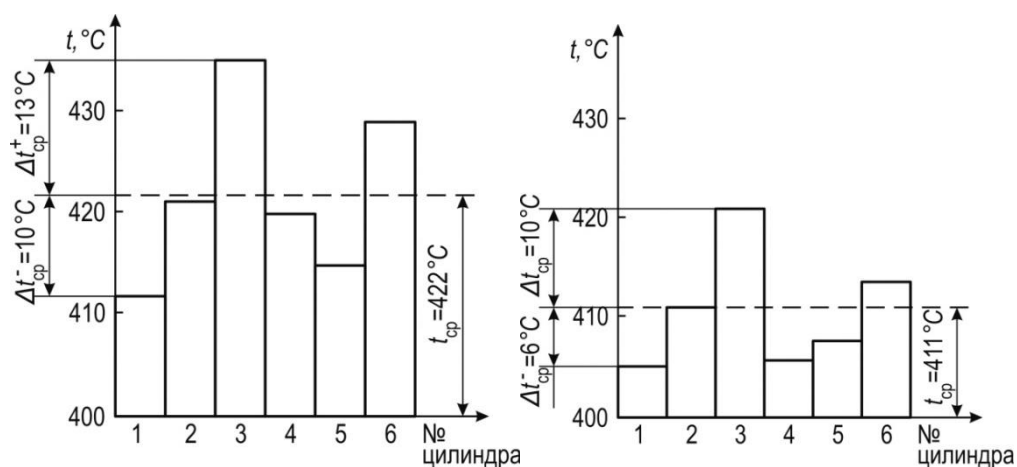


Рис. 1. Неузгодженість максимального тиску циклу по циліндрах суднового СОД 6L16/24 фірми MAN B&W Diesel Group за різних умов проведення експерименту:

а) паливо без додаткової обробки (експлуатація системи паливопідготовки дизеля в «штатному» режимі); б) паливо з додатковою ультразвуковою обробкою



а)

б)

Рис. 2. Неузгодженість температури випускних газів по циліндрах суднового СОД 6L16/24 фірми MAN B&W Diesel Group за різних умов проведення експерименту:

а) паливо без додаткової обробки (експлуатація системи паливопідготовки дизеля в «штатному» режимі); б) паливо з додатковою ультразвуковою обробкою

Висновки і перспективи подальших досліджень. Результати, отримані при визначенні експлуатаційних параметрів роботи дизеля (максимального тиску циклу і температури газів у випускному колекторі) свідчать про зниження як механічних, так і теплових навантажень на дизель під час використання високов'язкого сірчастого палива, що пройшло додаткову ультразвукову обробку.

Згідно з вимогами Правил технічної експлуатації суднових технічних засобів неузгодженість даних величин по циліндрах дизеля від середнього значення не має перевищувати $\pm 3,5\% \Delta p_{\max}$ і $\pm 10^\circ\text{C}$. Зменшення даного інтервалу в разі використання кавітаційної обробки палива сприяє зниженню динамічних навантажень на кривошипний механізм дизеля та зменшення нерівномірності частоти обертання дизеля. Обидва цих параметра, в свою чергу, знижують згинальні і скручують, на колінчастому валу дизеля. Крім того, зростання ступеня неузгодженості величини максимального тиску циклу по циліндрах дизеля (що характерно для використання палива без додаткової ультразвукової обробки) свідчить як про підвищення триботехнічних втрат в елементах паливної апаратури дизеля, так і гіршому розпилюванні палива.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Солодовніков В Г. Використання ультразвукової обробки в модульних схемах побудови суднових систем паливопідготовки // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 158-168.

2. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2 (61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

3. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 49-54. DOI : 10.31653/smf340.2020.49-54.

УДК 629.5

Есментович В.В., Парменова Д.Г.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення економічних показників роботи суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Суднові двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) є найбільшими споживачами рідкого палива. Потужність головних і допоміжних двигунів суднових енергетичних установок лежить в діапазоні від декількох сотень до десятків тисяч кіловат. При середньому питомій ефективному витраті палива 180...185 кг/(кВт·год) добова витрата палива головним двигуном може становити 50 тонн/добу, а допоміжними двигунами, кількість яких на сучасних судах до чотирьох, а число паралельно працюючих до трьох, 10...12 тонн/добу. В таких умовах навіть мінімальне зниження витрати палива на 3...4 кг/(кВт·год) призводить до суттєвої економії палива і скорочення експлуатаційних витрат.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відповідно до стандарту на паливо DIS DP-8217, розробленого міжнародною організацією по стандартизації ISO, в суднових двигунах внутрішнього згоряння використовуються два сорти дистильного палива – чисте дизельне паливо DMB і змішане паливо DMC, а також очищене паливо RM. Діапазон в'язкості палив класу DMB і DMC при 100°C лежить в межах 5...10 сСт, а їх густина при 15°C становить 820...850 кг/м³. В зв'язку з цим дані сорти палива називають легкими. Палива класу RM (RMG, RMH, RMK) мають в'язкість при 100°C 35...55 сСт і густину при 15°C 990...1010 кг/м³ і називаються важкими. Важкі сорти мають більш низьку вартість в порівнянні з легкими, що визначає їх використання в суднових дизелях для скорочення фінансових витрат на придбання палива. Також необхідно відзначити, що важкі сорти палив застосовуються для забезпечення роботи суднових дизелів на всіх режимах роботи, в тому числі на режимах пуску та реверсування [1]. Якісне згоряння палива неможливо без їх попередньої обробки. З цією метою використовують різні способи. Деякі з них (наприклад, сепарація та фільтрація) призводять до втрати теплотворної здатності палива, деякі (гомогенізація, гідродинамічне очищення) вимагають додаткових затрат енергії [2].

Постановка завдання. Різноманіття способів підготовки палива повністю не вирішує основної мети цього процесу – забезпечення згоряння палива з мінімізацією його питомої витрати.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для покращення якості підготовки палива та паливної економічності на багатьох морських судах використовується хімічна обробка палива, при якій в паливну систему за допомогою спеціальних дозуючих пристроїв вводяться спеціальні реагенти (присадки), які сприяють активації різноманітних властивостей палива. Однією з таких присадок є паливна присадка Yunic555D, яка додається в паливо підвищеної в'язкості з максимально можливим вмістом сірки. Саме тому вона використовувалась в паливній системі суднового мало-обертового двигуна 5S50MC фірми MAN Diesel [2].

Вказана присадка має наступні характеристики. Yunic555D містить у своєму складі поверхнево-активний агент, який запобігає агломерації асфальтенів, тому забезпечує відсутність осаду у витратній цистерні, а також адсорбцію парафінових фракцій на поверхнях паливної апаратури як системи низького, так і високого тиску. Підвищує диспергування складових часток палива на дуже дрібні частинки (до декількох десятків нанометрів) у його обсязі, що призводить до кращого розпилення та сумішоутворення з повітрям і покращує згоряння [3].

Рівень дозування присадок варіюється в широких межах і залежить від призначення присадки і характеристик паливної системи, в якій вона використовується. Присадки, які вводяться в паливні цистерни або окремі ділянки паливних магістралей для біологічного впливу на паливо або для зниження гідравлічних втрат, дозуються в співвідношенні 1:8000...1:12500. Присадки, що забезпечують поліпшення процесу згоряння палива, вводяться в нього в пропорції 1:1000...1:8000. І в тому, і в іншому випадку дозування може змінюватися в залежності від конструкції двигуна, експлуатаційного стану паливної системи, рівня забруднення палива в цистернах, елементарного складу палива (в залежності від вмісту домішок ванадію, натрію і сірки) [4].

Оптимальна концентрація присадки Yunic555D визначалась співвідношенням 1:6000. При використанні цієї присадки в паливній системі дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel та його індикюванні була отримана індикаторна діаграма, що наведена на рис. 1.

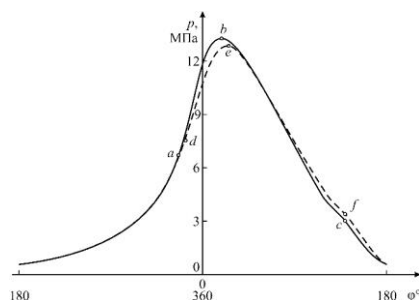


Рис. 1. Результати індикювання суднового дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel: — – без використання присадки до палива Yunic555D; - - - при використанні присадки до палива Yunic555D

Наведені дані свідчать про покращення процесу згоряння палива, зокрема зниженню період затримки запалювання (яке у разі використання присадки Yunic555D здійснюється у точки *a*, порівняно з точкою *d*, коли дизель працює на паливі без присадки), зміщенню згоряння в бік ізохорного процесу (крива *a–b* на індикаторній діаграмі при використанні присадки Yunic555D, та крива *d–e* на індикаторній діаграмі без використання присадки), та скороченню періоду догоряння палива на лінії розширення (крива *b–c* на індикаторній діаграмі при використанні присадки Yunic555D, та крива *e–f* на індикаторній діаграмі без використання присадки). Вказане сприяє зниженню питомої витрати палива на всьому діапазоні експлуатаційних навантажень дизеля (рис. 2).

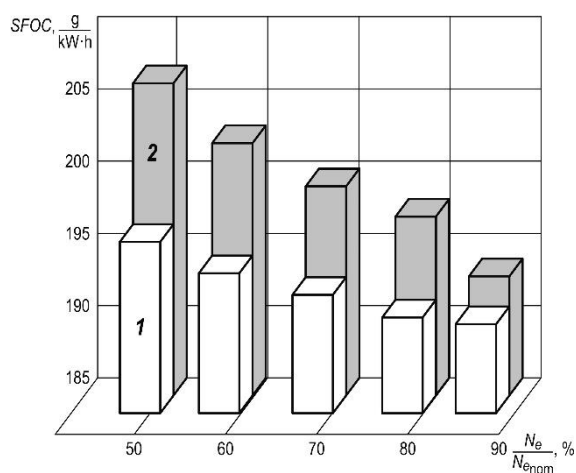


Рис. 2. Залежності питомої витрати палива SFOC дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel від його відносної потужності $N_e/N_{e\text{nom}}$:

- 1 – під час використання присадки до палива Yunic555D;
- 2 – під час використання присадки до палива Yunic555D

Також при експериментальних випробуваннях визначався вплив присадки до палива на екологічні показники роботи суднового дизеля – вміст SO_x і NO_x в випускних газах. Результати цих досліджень наведені на рис. 3 і 4 та свідчать про поліпшення екологічних параметрів роботи дизеля, при цьому найбільше зниження рівня шкідливих викидів спостерігається в діапазоні навантажень 65...80 % – найбільш характерних для експлуатації ДВЗ морських суден [5].

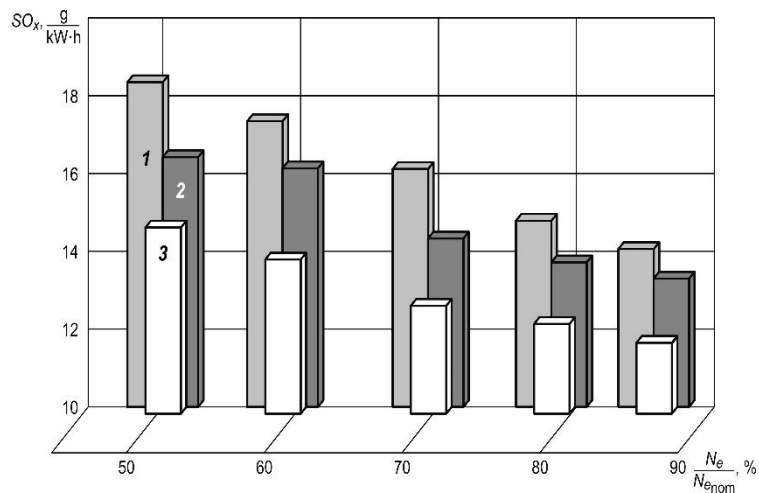


Рис. 3. Зміна концентрації SO_x в випускних газах суднового дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel від його відносної потужності $N_e/N_{e\text{ном}}$:

- 1 – робота на паливі без присадки;
 2 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:4000;
 3 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:6000

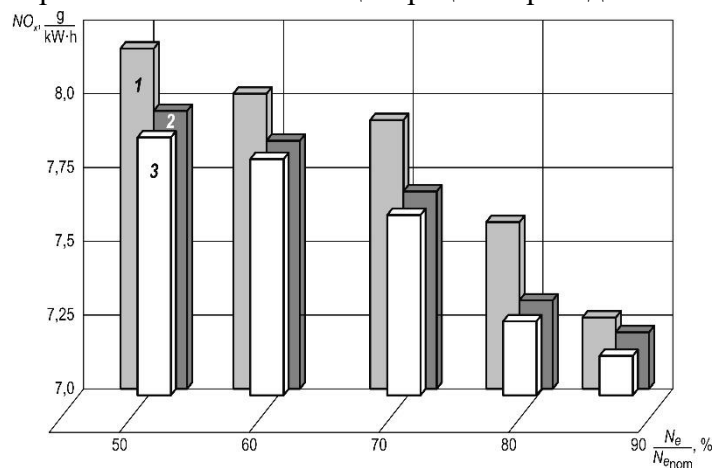


Рис. 4. Зміна концентрації NO_x в випускних газах суднового дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel від його відносної потужності $N_e/N_{e\text{ном}}$:

- 1 – робота на паливі без присадки; 2 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:4000;
 3 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:6000

Висновки і перспективи подальших досліджень. Дослідження, що були виконані, та результати, що отримані, дозволяють зробити наступні висновки.

1. Одним з методів покращення експлуатаційних властивостей палива є використання паливних присадок, які можуть вводитися в паливну систему в різних точках: відстійному танку, витратному танку, паливних магістралях, а також перед його безпосередньою подачею в циліндр дизеля (перед паливними насосами високого тиску).

2. Використання присадок до палива призводить до підвищення паливної економічності суднового дизеля – зниженню питомої витрати палива від 3,5 до 5,8 %. При цьому максимальне підвищення паливної економічності відбувається в діапазоні 50...60 % навантаження дизеля, тобто режимів, що характеризуються найбільшим експлуатаційним періодом роботи, а також підвищеною тепловою напруженістю.

3. У разі застосування присадок до палива суттєво поліпшуються екологічні показники роботи дизеля. При цьому досягається зниження на 1,4...4,3% концентрації NO_x в випускних газах, а також на 15,6...22,9% знижується концентрація SO_x в випускних газах. Наведені факти особливо важливі в розрізі виконання вимог Annex IV MARPOL 73/78 та найбільш актуальні для чотиритактних дизелів, що тривалий час працюють у прибережних акваторіях і акваторіях морських портів.

Концентрація присадки має оптимальне значення, визначається експериментально і залежить від характеристик дизеля і палива, яке використовується при роботі дизеля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Солодовников В. Г. Обеспечение требований энергетической эффективности при подготовке тяжелых топлив для судовых двигателей внутреннего сгорания // Austria-science. – 2017. – № 7. – С. 33-37.

2. Sagin S. V., Solodovnikov V.G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, // Modern Applied Science. – 2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

3. Zablotzky Yu.V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: [10.17485/ijst/2016/v9i46/107516](https://doi.org/10.17485/ijst/2016/v9i46/107516).

4. Zablotzky Yu. V. Reducing of thermal factor of exit-gas system of marine medium-speed diesel engine due to the usage of fuel additives // Science and Education : material of the XIII international research and practice conference, Munich, November 2nd – 3rd, 2016. – Munich : Vela Verlag Waldkraiburg. – 2016. – P. 96-103.

5. Zablotzky Yu.V. Sagin S.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

УДК 629.5

Магльона О.М., Парменова Д.Г

Національний університет «Одеська морська академія»

Зниження емісії оксидів азоту з випускними газами судових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Двигуні внутрішнього згоряння / дизелі знаходять безліч застосувань у багатьох областях транспортної

енергетики. На морському та внутрішнього водному транспорті суднові дизелі використовуються як пропульсивні двигуни та як приводи електрогенераторів, працюючи при цьому на самих різноманітних паливах, як рідких, так і газоподібних. Усі двигуни повинні відповідати певним екологічним вимогам. Водночас час рівень викидів конкретного двигуна може залежати, наприклад, від його призначення, виду і складу застосовуваного палива. Так, два по суті однакових двигуни, встановлених на одному об'єкті, можуть бути використані за різними призначеннями, один – як головний судновий, інший – у функції дизель-генератора. Вони можуть працювати на одному і тому ж паливі, при цьому відрізнятися за рівнем шкідливих викидів. Уже сьогодні вимоги до викидів від одного і того ж судна можуть відрізнятися залежно від його місцезнаходження. Існують зони контрольованих викидів: (Emission Control Areas – ECA) за оксидом сірки SO_x , при знаходженні в яких двигуни або повинні працювати тільки на мало-сірчистому паливі, або відпрацьовані гази повинні проходити очистку в скрубєрі; та за оксидами азоту NO_x , під час роботи в яких нормуються концентрація саме цієї складової випускних газів. Цілком ймовірно, що в подальшому кількість зон ECA буде зростати, при цьому число нормованих компонентів викидів також буде збільшуватися. Існують думки про необхідність введення більш детальних рівнів нормативів залежно від місцевих умов і реальних умов роботи судна. У портах і прибережних зонах будуть вводитися (і вже вводяться) більш жорсткі обмеження, водночас, як при плаванні у відкритому морі доцільно використовувати високосірчисті палива. Це хоча і викличе деяке зростання викидів SO_x і NO_x , але водночас буде в певній мірі парувати ефект глобального потепління. Звідси випливає, що необхідно засвоїти методи вимірювання безлічі різних компонентів викидів, як твердих, так і газоподібних, причому в широкому діапазоні [1].

Однією з особливостей експлуатації морських суден є їх підзвітність міжнародним класифікаційним товариствам (наприклад, Lloyd's Register of Shipping – England, Bureau Veritas – France, Det Norske Veritas & Germanischer Lloyd – Germany, The American Bureau of Shipping – USA). Причому одне морське судно може бути під наглядом відразу декількох товариств. Ці організації на базі емпіричного досвіду, статистичного обліку та наукових досліджень розробляють свої власні Правила класифікації морських суден і ведуть систему безперервного контролю над дотриманням цих правил на класифікованих суднах. Це обмежує можливість виконання конструкційних змін в устрої суднового енергетичного устаткування (як теплових і механічних двигунів, так і систем, що забезпечують їхню роботу) без відповідного погодження з цими наглядовими органами. Судновий екіпаж при виконанні своїх функціональних обов'язків позбавлений можливості самостійного переобладнання як самої енергетичної установки, так і систем, що її обслуговують. Тому завданням і суднових механіків, і представників науково-дослідних організацій є визначення оптимальних умов експлуатації суднової енергетичної установки без внесення будь-яких удосконалень і модернізацій в її конструкцію.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Під час використання вуглеводневих палив нафтового походження, які спалюють в циліндрі з надлишком кисню, приблизно 80...95 % загальної маси токсичних домішок відпрацьованих газів припадає на частку п'яти основних токсичних компонентів: CO, NO_x, SO₂, альдегідів і вуглеводнів [2].

Нейтралізація шкідливих компонентів в відпрацьованих газах двигунів внутрішнього згоряння ділиться на дві групи методів:

I-ша група – методи внутрішньої нейтралізації (первісні методи), які характеризуються:

- використанням малотоксичних робочих процесів;
- подачею води в циліндр;
- рециркуляцією відпрацьованих газів;
- регулюванням подачі палива [3];

II-га група – методи зовнішньої нейтралізації (вторинні методи), а саме використання:

- сажових фільтрів;
- термічних реакторів;
- рідинних нейтралізаторів;
- каталітичних нейтралізаторів;
- присадок (антідимних, антисажевих);
- ультразвукової коагуляції сажі [4].

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення оптимальних режимів роботи суднової системи рециркуляції випускних газів за якими забезпечується максимальне зниження емісії оксидів азоту.

Виклад основного матеріалу дослідження. В останнє десятиліття одним з розповсюджених способів забезпечення вимог Annex VI MARPOL щодо попередження забруднення довкілля оксидами азоту під час експлуатації дизелів морських суден є системи рециркуляції випускних газів. Даними системами обладнуються як головні суднові двигуни, що передають потужність безпосередньо на гребний гвинт, також і потужні допоміжні двигуни, що забезпечують енергією судову електростанцію (останні активно застосовуються для круїзних суден великої пасажиромісткості, які часто виконують заходи в прибережні води і райони екологічного контролю) [3].

Експериментальні дослідження щодо впливу системи рециркуляції випускних газів на екологічні показники роботи двигуна внутрішнього згоряння виконувалися на судовому мало-обертовому дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi. Дизелебудівна корпорація Mitsubishi Heavy Industries Ltd. є однією з перших світових фірм, які почали впроваджувати системи рециркуляції випускних газів на морські судна [4].

Основні характеристики дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi:

- діаметр циліндра – 600 мм;
- хід поршня – 2400 мм;
- кількість циліндрів – 7;

- номінальна потужність – 12600 кВт;
- частота обертання, відповідна номінальній потужності – 82 об/хв.

Принципова схема дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi з системою рециркуляції випускних газів низького тиску (LP-EGR) показана на рис.1.

Функціонування системи рециркуляції відбувається в такий спосіб. Випускні гази з циліндрів дизеля 11 надходять у загальний випускний колектор 12 і далі до ГТН 1 і 3, після чого через газовипускную трубу видаляються в атмосферу. ГТН 1 і 3 забирають повітря з машинного відділення і після стиснення спрямовують його через охолоджувачі 8 і 9 у повітряний (продувний) ресивер 10. При цьому ГТН 3 обладнаний системою рециркуляції випускних газів, яка складається з керуючого клапана 2, скрубера очищення газів 4, газового нагнітача 7, водяної цистерни 6 і водяного насоса 5. У разі використання системи рециркуляції випускних газів їх кількість регулюється клапаном 3. Випускні гази очищуються і попередньо охолоджуються в скрубєрі 4, після чого додатковим нагнітачем 7 подаються до повітряного компресора ГТН 3 і разом зі свіжим повітрям стискаються і надходять до охолоджувача 8, повітряного ресивера 10 і далі в циліндр дизеля 11.

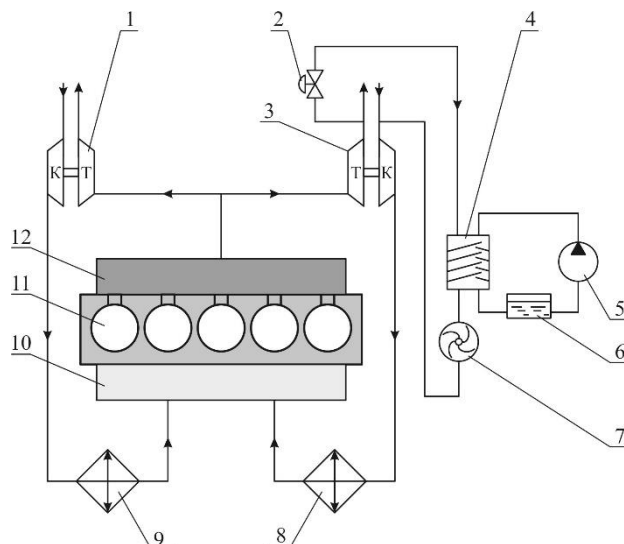


Рис. 1. Принципова схема системи рециркуляції випускних газів суднового малооборотного дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi:

- 1, 3 – ГТН; 2 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів; 4 – скрубєр;
 5 – водяний насос; 6 – водяна цистерна; 7 – газовий нагнітач з електричним приводом;
 8, 9 – охолоджувач наддувочного повітря; 10 – повітряний ресивер; 11 – циліндри дизеля; 12 – випускний колектор; Т, К – газова турбіна і повітряний компресор ГТН

Експериментальні дослідження з визначення емісії NO_x у ВГ виконувалися відповідно до вимог Технічного кодексу з контролю за викидами окислів азоту з суднових дизельних двигунів, згідно з яким випробування проводилися за випробувальним циклом Е3 (що застосовується до головних і допоміжних двигунів, які працюють за гвинтовою характеристикою). Режим роботи дизеля задавалися частотою обертання колінчастого вала, яка визначалася становищем паливної рейки.

Експерименти виконувалися за умови стабілізації зовнішніх збурень тв. навантажень для наступних швидкісних режимів роботи дизеля: 80, 75, 65 і 55 об/хв, що відповідало значенням відносної потужності дизеля: $0,93N_{еном}$, $0,77N_{еном}$, $0,5N_{еном}$ і $0,3N_{еном}$. Як $N_{еном}$ приймалася номінальна потужність, відповідна своїм значенням коефіцієнта надлишку повітря α . Ступінь рециркуляції випускних газів під час експерименту змінювалась в діапазоні 0... 18,8 %. Результати дослідження наведені на рис. 2.

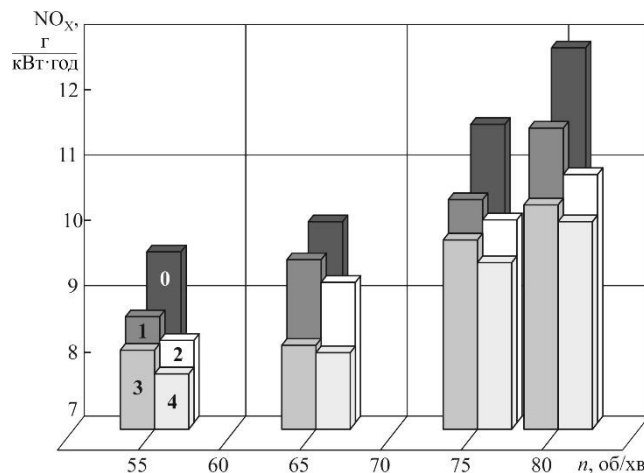


Рис. 2. Зміна концентрації оксидів азоту NO_x , г/(кВт·год) у випускних газах суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi залежно від частоти обертання n , об/хв для різного ступеня рециркуляції газів δ_{EGR} , %
 0 – робота без рециркуляції, $\delta_{EGR}=0$ %; 1 – $\delta_{EGR}=4,7$ %; 2 – $\delta_{EGR}=9,8$ %;
 3 – $\delta_{EGR}=14,6$ %; 4 – $\delta_{EGR}=18,8$ %

Використання системи рециркуляції випускних газів зменшує кількість «чистого» повітря, що надходить в циліндр дизеля, що призводить до зниження ефективної потужності дизеля. Зміна її значень для різного ступеня рециркуляції показано на рис. 3.

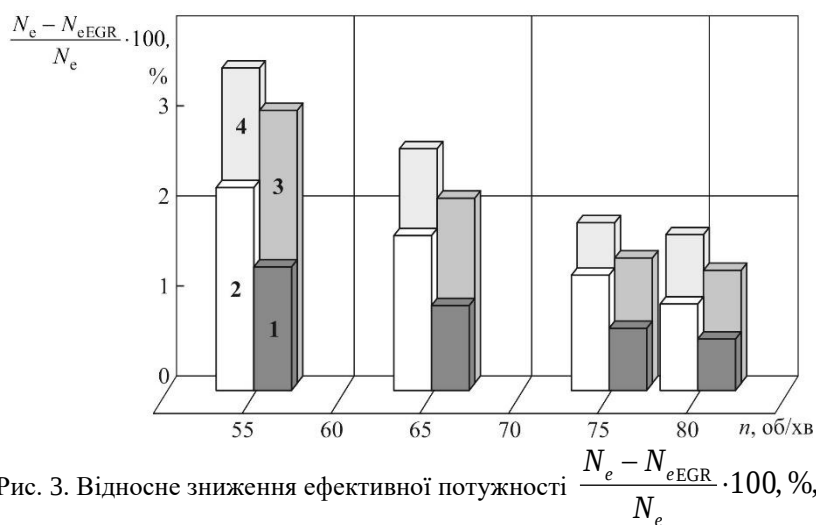


Рис. 3. Відносне зниження ефективної потужності $\frac{N_e - N_{eEGR}}{N_e} \cdot 100, \%$, суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi залежно від частоти обертання n , об/хв для різного ступеня рециркуляції газів δ_{EGR} , %:

0 – робота без рециркуляції, $\delta_{EGR}=0$ %; 1 – $\delta_{EGR}=4,7$ %; 2 – $\delta_{EGR}=9,8$ %;
 3 – $\delta_{EGR}=14,6$ %; 4 – $\delta_{EGR}=18,8$ %

Висновки і перспективи подальших досліджень. Зміна ступеня рециркуляції випускних газів в діапазоні 4,7...18,8 % забезпечує зниження концентрації оксидів азоту NO_x в випускних газах на всьому діапазоні експлуатаційних навантажень, але при цьому спостерігається зниження ефективної потужності дизеля, що обумовлено відносним зменшенням кисню в газоповітряній суміші, що потрапляє до циліндрів дизеля під час

використання системи рециркуляції випускних газів. Подальші дослідження необхідно спрямувати на визначення найбільш раціональних режимів системи рециркуляції випускних газів за яких з одного боку як найбільш знижується емісія оксидів азоту, з іншого – як найменш знижуються втрати ефективної потужності дизеля в порівнянні з аналогічним навантаженням без використання системи рециркуляції.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskyi Yu.V. Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // Nase More : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2022.– Vol. 69. – Iss.1. – P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7

2. Куропятник А.А. Комплексное управление выпускными газами судовых дизелей как способ обеспечения их экологических показателей работы // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. Наук. праць, 2020. – № 2(62). – С. 142-159. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-142-159.

3. Sagin S., Kuropyatnyk O., Sagin A., Tkachenko I., Fomin O., Píštěk V., Kučera P. Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe // Journal of Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10. – 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>

4. Kuropyatnyk O.A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 217-228.

УДК 629.5

Карабінєнко О.В., Колегаєв М.О.

Національний університет «Одеська морська академія»

Зниження емісії оксидів азоту з випускними газами судових чотиритактних дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Функціонування суден морського та внутрішнього водного транспорту нерозривно пов'язано з транспортуванням вантажу та забезпеченням відпочинку пасажирів. Основним

джерелом енергії, яка необхідна для при цьому необхідна, є двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ). До складу суднових енергетичних установок входять ДВЗ різного типу та призначення, але на будь якому судні морського або внутрішнього водного транспорту встановлюються дизелі, що працюють за чотиритактним циклом. В деяких випадках вони виконують функції головних двигунів та забезпечують рух судна, в більшості чотиритактні дизелі використовуються як допоміжні, входять до складу суднової електростанції, а є приводами генераторів змінного струму, тому встановлюються на всіх без винятку суднах [1].

Як будь-якої тепловий двигун чотиритактні дизелі під час здійснення кругового робочого циклу викидають в атмосферу значну кількість випускних газів, які містять в своєму складі екологічно небезпечні компоненти, насамперед оксиди азоту NOX та сірки SOX. На сьогоднішній момент існуючі зони контролю викидів NOX із суден (Emission Control Area – ECA) та зони контролю викидів SOx (Sulphur Emission Control Area – SECA) закріплені у Додатку VI до конвенції МАРПОЛ [2, 3]. Розширення зон екологічного моніторингу морського транспорту та вжиття заходів щодо зниження антропогенного впливу на довкілля з боку морських суден та їх енергетичних установок вимагають від судновласників виробити стратегію з даного питання для відповідності суднових дизелів як діючим, так і перспективним нормам міжнародних конвенцій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Зниження емісії оксидів азоту, що потрапляють з випускними газами суднових чотиритактних дизелів, можливо за допомогою різних способів, одним з яких є їх перепуск (Exhaust Gas Wastegate – EGW) [4].

Використання перепуску газів минаючи газову турбіну ГТН можливе для одно- та двоступеневих систем наддуву (рис. 1). В одноступеневій системі наддуву (рис. 1, а) під час перепуску основний потік газів, що потрапляє у випускний колектор 4 після циліндрів 5, спрямовується в напрямку газотурбоагнетача (ГТН) 2, а частина потоку (яка в дизелях різних виробників знаходиться в межах 0...15 %) переспрямовується безпосередньо до газовипускної труби за допомогою клапана перепуску (клапана EWG) 1. Охолоджувач 3 забезпечує підтримання необхідної температури повітря наддуву у ресивері 6.

Для двоступеневих систем наддуву (рис. 1, б) перепуск частини потоку газів, який із циліндрів дизеля рухається у бік ГТН високого 2 та низького 7 тиску, може здійснюватися або до ГТН високого тиску 2 (за допомогою клапана перепуску 1), або за ГТН 2 (за допомогою клапана 9). За допомогою охолоджувача 8 знижується температура повітря після компресора ГТН низького тиску 7. Інші елементи установки забезпечують функції, аналогічні одноступеневій системі наддуву. Під час перепуску потоку газів здійснюється його дроселювання до тиску меншого за тиск газів за ГТН. Це попереджує явище закиду газів та гальмування потоку газів, який виходить з газової турбіни.

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення оптимальних режимів експлуатації системи перепуску випускних газів – як одного із

способів забезпечення екологічності роботи чотиритактних дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження виконувались на судовому чотиритактному дизелі 6L26 фірми Wartsila з основними характеристиками: кількість циліндрів – 6; діаметр циліндру – 0,26 м; хід поршню – 0,32 м; максимальний тиск згоряння – 16,7 МПа; частота обертання – 1000 об/хв; номінальна потужність $N_{\text{еном}}=2040$ кВт; питома ефективна витрата палива – 0,189 кг/(кВт·год); система газотурбінного наддува – імпульсна; система керування подачею палива, випуском газів та постачанням повітря – електронна.

Принципова схема системи EWG судового дизеля 6L26 фірми Wartsila показана на рис. 2.

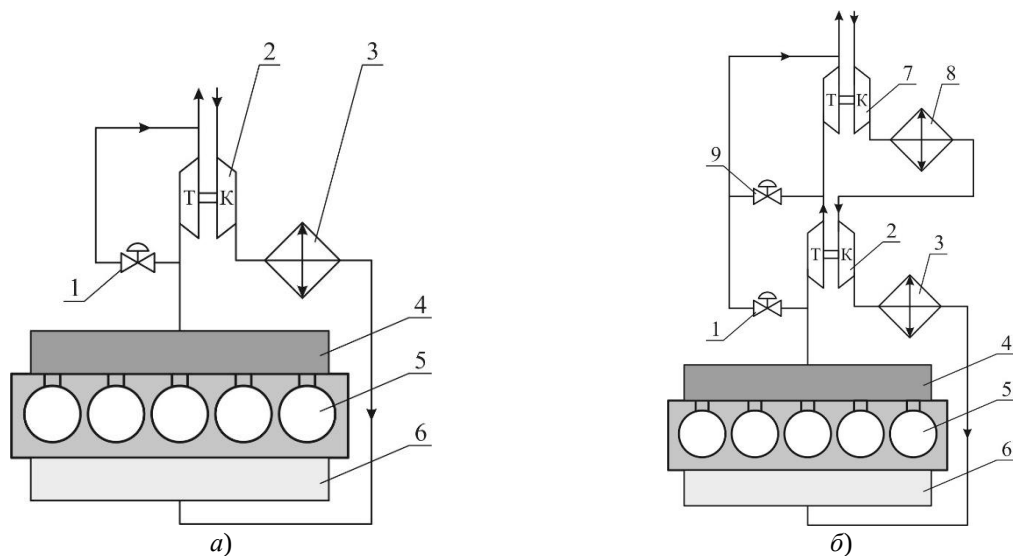


Рис. 1. Технологічні схема перепуску газів минаючи газову турбину ГТН:

1, 9 – клапан EWG; 2, 7 – ГТН; 3, 8 – охолоджувач повітря наддуву;
4 – випускний колектор, 5 – циліндри дизеля; 6 – ресивер повітря наддуву;
а – одноступеневий наддув; б – двоступеневий наддув

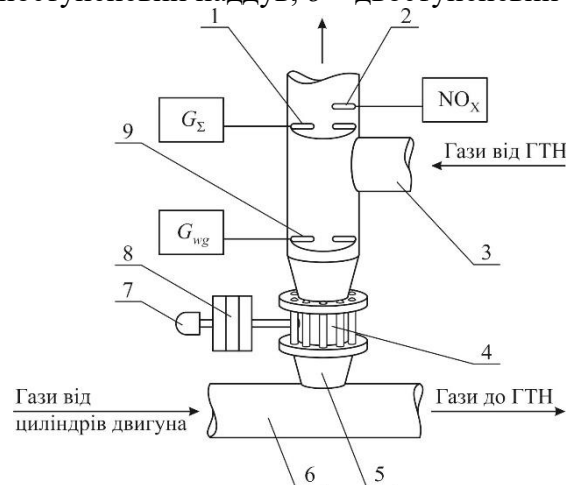


Рис. 2. Принципова схема судового чотиритактного дизеля 6L26 Wartsila з системою управління випускними газами EWG: 1, 9 – точки контролю основної і перепускну витрати газів; 2 – точка контролю концентрації NO_x ; 3, 6 – випускні магістралі основного потоку газів; 4 – перепускну клапан (wastegate); 5 – випускні магістралі перепускну потоку газів; 7 – контролер положення перепускну клапана; 8 – пневматичний привід перепускну клапана

Під час проведення дослідження контролювалися і вимірювалися параметри, що дозволяють визначити емісію NO_x , питому ефективну витрату палива b_e , а також ефективну потужність дизеля N_e . Ступінь перепуску випускних газів δ_{EWG} і змінювався в межах 0...10 %. Значення витрат загальної кількості газів та G_Σ кількості газів, що спрямовувалась на перепуск G_{wg} вимірювалися за допомогою витратоміра в точках 1 і 9 (рис. 2) відповідно.

Концентрація NO_x у випускних газах визначалася в точці 2 (рис. 2) за допомогою газоаналізатора. Крім того, виконувався контроль температури випускних газів t_g (як по окремих циліндрах, так і її неузгодженість від середнього значення за всіма циліндрами) [5]. Результати експерименту - на рис. 3.

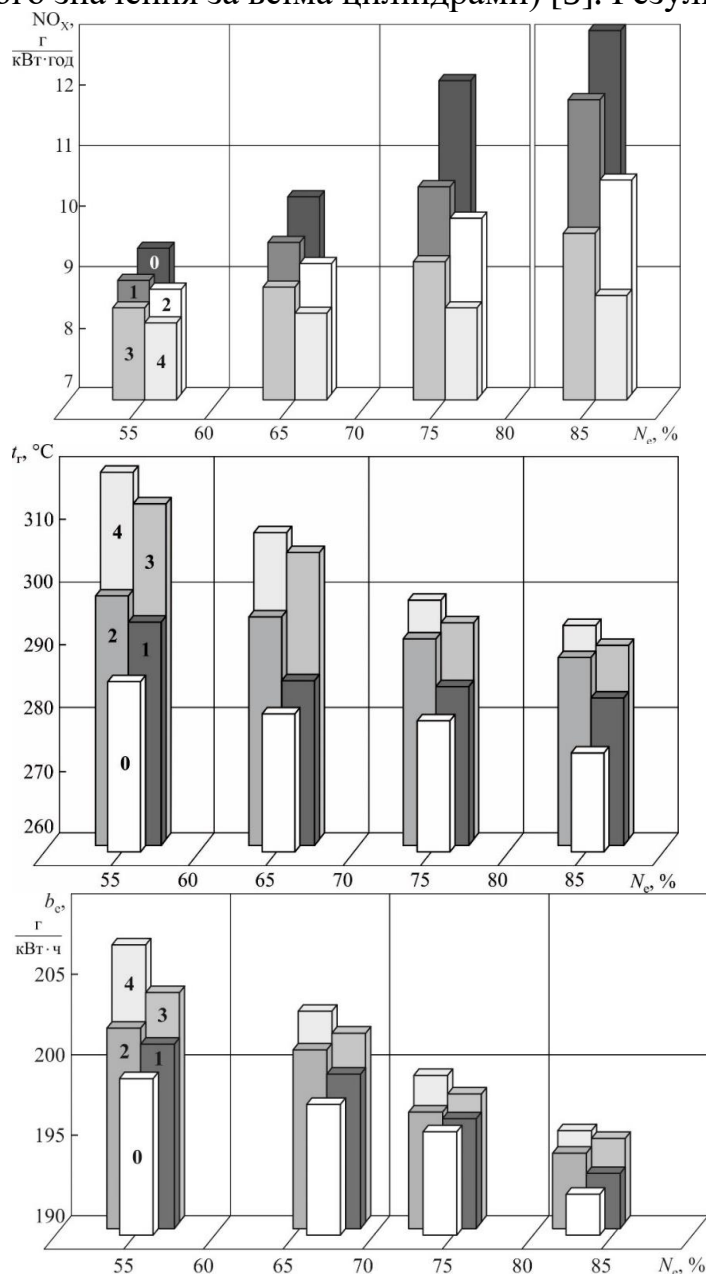


Рис. 3. Зміна емісії NO_x , $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$, температури випускних газів t_g , $^{\circ}\text{C}$, та питомої витрати палива, b_e , $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ для різних навантажень N_e , %, суднового дизеля 6L26 Wartsila та різного ступеня перепуску газів δ_{EWG} : 0 – відсутність перепуску; 1 – 4 %; 2 – 6 %; 3 – 8 %, 4 – 10 %

Висновки і перспективи подальших досліджень. Система перепуску випускних газів (Exhaust gas wastegate – EWG) забезпечує покращення екологічних параметрів роботи ДВЗ (зокрема сприяє зниженню емісії NO_x з випускними газами) в усьому діапазоні експлуатаційних режимів роботи дизеля.

Для суднового середньообертового дизеля 6L26 фірми Wartsila, що працює в діапазоні навантажень $N_{\text{еrab}}=(0,55...0,83)N_{\text{еном}}$ під час використання системи EWG зі ступенем перепуску випускних газів $\delta_{\text{EWG}}=4...10\%$ були отримані наступні результати:

1) підвищення ступеня перепуску випускних газів в діапазоні $0...10\%$ сприяє зниженню емісії оксидів азоту з $8,72\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ до $6,53\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ і залежить від навантаження на дизель; при цьому відносне зниження викидів NO_x знаходиться в межах $1,15...13,85\%$;

2) найбільший рівень зниження концентрації NO_x у випускних газах відповідає максимальному ступеню перепуску газів і режиму максимального навантаження на дизель (у проведених експериментах $9,6\%$ і $0,83N_{\text{еном}}$ відповідно);

3) для режимів роботи дизеля, близьких до номінального (у проведених дослідженнях $74...83\%$ номінальної потужності дизеля), під час використання перепуску випускних газів збільшення питомої ефективної витрати палива складає $0,8...1,9\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ або у відносних значеннях $0,26...1,05\%$; при цьому, з огляду на максимальне зниження емісії NO_x на даних режимах експлуатації, саме поліпшення екологічних показників роботи дизеля є переважачим фактором для даного діапазону навантажень, тому використання системи EWG у цьому випадку доцільне і може бути рекомендовано як спосіб забезпечення екологічних вимог до суднових дизелів;

4) на навантаженнях $(0,55...0,67)N_{\text{еном}}$ збільшення витрати палива під час використання системи EWG може досягати $1,83...2,52\%$; враховуючи, що в даній варіації навантажень використання EWG забезпечує зниження емісії NO_x на $1,15...5,5\%$, застосування системи перепуску газів для цього діапазону не є доцільним.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Колегаєв М.О. Основні напрямки вдосконалення безпеки сучасного мореплавства // Морський та річковий флот : експлуатація і ремонт : Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса : НУ «ОМА», 2020. – С. 9-12.

2. Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NO_x Emissions from Marine Diesel Engines // Naše more. – 2019. – Vol. 66. – № 1. – P. 1 - 9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.

3. Kuropyatnyk O. A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 217 -228.

4. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskyi Yu.V., Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // *Nase More : International Journal of Maritime Science & Technology*. – 2022. – Vol. 69. – Iss.1. – P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7.

5. Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships // *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 5-16. doi: 10.31653/smf45.2022.5-16.

УДК 629.5

Петрожицький Н.М, Колегаєв М.О.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення експлуатаційних показників суднового пропульсивного комплексу під час зміни зовнішніх збурень

Постановка проблеми в загальному вигляді. Розвиток та поширення спектру функціональних можливостей морського та внутрішнього водного транспорту, що виявились в вузької спеціалізації суден і їх роботі на постійних лініях за жорстким розкладом, пред'явила особливі вимоги до комерційної та технічної експлуатації флоту. До цих вимог відноситься необхідність стабільної підтримки в експлуатації високих, близьких до проектних найважливіших показників роботи суднового пропульсивного комплексу – швидкості ходу судна та потужності головного двигуна (ГД).

Робота ГД в складі суднового пропульсивного комплексу (СПК) відбувається під час зміни внутрішніх та зовнішніх збурень – наприклад під час зміни характеристик продувного повітря, водотоннажності, мілководді, в штормових умовах, за умовою обростання корпусу судна і т.і.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Якість роботи СПК залежить від експлуатаційних умов, оскільки вони впливають на ефективність роботи судна. Під цими умовами розуміються умови роботи пропульсивного комплексу в експлуатації. Зовнішні експлуатаційні фактори змінюють власні характеристики кожного елемента СПК, характеристики взаємодії цих елементів і загальні характеристики СПК. Механізм прямого і зворотного впливу цих характеристик надзвичайно складний. Без аналізу їх взаємодії не можуть бути раціонально, науково обґрунтовано вирішено багато важливі практичні завдання експлуатації суден і флоту в цілому [1, 2].

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення критеріїв за якими доцільно здійснювати оцінювання надійності роботи ГД під час експлуатації СПК в особливих умовах.

Виклад основного матеріалу дослідження. Результатом взаємодії елементів СПК (ГД – лінії валопроводу – гребного гвинта – корпусу судна) є гвинтова характеристика, яка виявляється залежністю потужності опору гребного гвинта СПК N_c від частоти обертання ГД (або гребного гвинта) – $N_c=f(n)$. Форма гвинтовий характеристики залежить від опору руху судна $R=f(v)$, де v – швидкість руху (вузли, або м/с). При збільшенні опору (обростання корпусу судна, погіршенню гідрометеорологічних умов і т.і.) для підтримки постійної швидкості судна ($v=\text{const}$) збільшення потужності гребного гвинта відбувається відповідно до його власних характеристик і далеко не пропорційно збільшенню опору корпусу R . З іншого боку, збільшення ефективної потужності ГД N_e відбувається за його власними характеристиками та призводить до збільшення питомої витрати палива. У зв'язку з цим оцінка роботи СПК не може бути виконана без аналізу власних характеристик корпусу, гвинта, двигуна та побудови характеристик їх взаємодії [3]. Результатом поєднання характеристик корпусу, гвинта і двигуна є паспортна діаграма СПК [4].

Сталі режими роботи СПК забезпечуються за умови рівності ефективної потужності ГД N_e та потужності опору гребного гвинта N_c . Кожному зі сталих режимів роботи відповідає власна частота обертання ГД та гвинта, а також ефективна потужність ГД. При цьому до швидкісних характеристик ГД відносять: зовнішні, регуляторні та обмежувальні, а до гвинту – гвинтові.

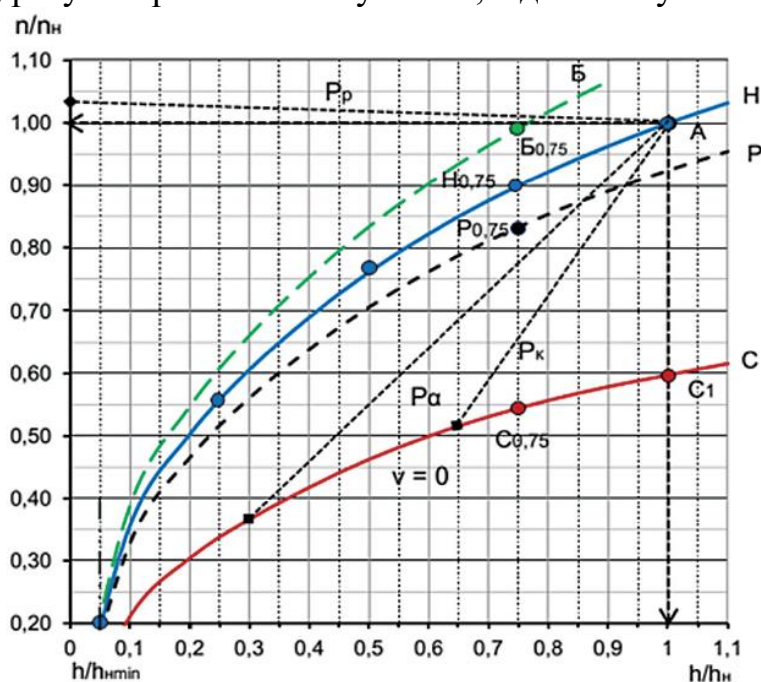


Рис. 1. Експлуатаційні характеристики СПК з дизельною енергетичною установкою:
 H – нормальна, або штатна; B – баластна, або легка; P – розгінна, або важка; C – стартова або гранично важка та і обмежувальні характеристики ГД по механічній (P_k) і тепловій (P_α) напруженості і по частоті обертання (P_p)

На рис. 1. надана графічна ілюстрація цих залежностей, які відображають роботу його СПК в різних умовах експлуатації, а саме:

- в штатних (які прийнято також називати нормальними або розрахунковими) – нормальна, або штатна характеристика (крива H);

- в більш легких, ніж штатні, наприклад при ході судна в баласті, – балас-
тних, або легка характеристика (крива B), яка розташовується вище нормаль-
ної;

- в більш важких, ніж штатні, наприклад при розгоні судна, – розгінна, або
важка характеристика (крива P), яка розташовується нижче нормальної;

- при нерухомому судні, наприклад при рушанні його з місця або при ро-
боті на швартових, – стартова, або гранично важка характеристика (крива C).

Сучасні високо економічні судові дизелі задовольняють показникам на-
дійності відносно працездатності, безвідмовності, довговічності, ремонтпри-
датності, ресурсу до перебирання й капітального ремонту [3].

Насамперед надійним називають дизель, у якого в процесі експлуатації не
трапляються відмови в роботі, тобто ситуації, при яких внаслідок ушкодження
деталей і вузлів його подальша експлуатація виключається.

Необхідність суворого дотримання заданих потужностей і швидкос-
тей ходу суден, підвищена теплова напруженість двигунів внутрішнього
згоряння, що не допускають великих перевантажень, висока ціна і зрос-
таючий дефіцит паливно-мастильних матеріалів - це далеко не повний
перелік умов, при яких необхідно забезпечити оптимальні режими ро-
боти суден [2].

Морські судна здійснюють не тільки океанські переходи, а й прово-
дять частину часу в акваторіях і на рейдах портів, в очікуванні мул при
проведенні вантажних операцій. Дуже часто як морські переходи, так і
стоянки відбуваються в таких зонах океану, в яких відбувається інтен-
сивна корозія і обростання корпусу і гребного гвинта. Внаслідок цього
підвищується опір води руху судна і момент опору гребного гвинта, що
перевантажує головний двигун. Тому зменшується частота обертання
гребного гвинта, істотно знижується швидкість ходу судна, зростає теп-
лова напруженість деталей циліндро-поршневої групи при одночасному
зменшенні потужності головних двигунів.

Необхідність підтримки заданої швидкості змушує підвищувати ци-
клову подачу палива, що збільшує теплову напруженість деталей цилін-
дро-поршневої групи і витрата палива.

Цей короткий перелік явищ, що виникають під час експлуатації мор-
ських суден, свідчить про взаємозв'язок основних елементів рушійні
комплексу, тобто корпусу, головного двигуна та гребного гвинта [5].

Під час експлуатації судового пропульсивного комплексу (на сталих, а
особливо на змінних режимах роботи) характеристики ГД підлягають постій-
ної зміні. На рис. 2 показана схема зміни характеристик ГД в експлуатації.
При цьому під час розгляду питань експлуатації СПК як зовнішні збурення,
що впливають на зміну його характеристик і характеристик кожного його еле-
мента і пропульсивного комплексу в цілому, розглядаються тільки ерозія, ко-
розія, обростання тваринними організмами і водоростями і інші, що вплива-
ють на зміну стану поверхні корпусу і лопатей гребних гвинтів [6].

Це обумовлено рядом положень, в тому числі наступними:

- зміна шорсткості зовнішньої обшивки підводної поверхні корпусу судна і лопатей гребних гвинтів є домінуючим фактором, найбільш сильно впливає на характеристики елементів комплексу та їх взаємодія [7];
- на зміну стану поверхні обшивки корпусу і лопатей гребного гвинта можна впливати в процесі експлуатації, впливаючи тим самим на характеристики комплексу [8];
- зміна характеристик корпусу і гребних гвинтів внаслідок впливу гідрометеорологічних чинників залежить від випадкових несистемних явищ [9].



Рис. 2. Вплив експлуатаційних факторів на роботу дизеля

Висновки і перспективи подальших досліджень. Як результат аналізу останніх досліджень і публікацій з проблеми забезпечення надійності роботи суднових пропульсивних комплексів визначимо наступне:

1) морське судна уявляє з себе складну багаторівневу систему, основні компоненти якої корпус судна, навігаційне обладнання, суднова енергетична установка, головний двигун, допоміжні механізми пов'язані між собою технологічним процесом отримання транспортної роботи;

2) експлуатація суднового пропульсивного комплексу здійснюється у різних умовах (під час зміни внутрішніх та зовнішніх збурень), які суттєво впливають на його енергетичні та економічні показники роботи, а також на швидкість руху судна;

3) незважаючи на масштабність наукових розробок у зазначеній вище сфері досліджень, питання підвищення ефективності роботи дизеля у пропульсивному комплексі на сталих режимах під час зміни зовнішніх збурень залишається невирішеним, тому потребує подальшого дослідження з метою визначення оптимальних показників його роботи.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Голіков В.А., Онищенко О.А. Развитие современной теории и практики технической эксплуатации морского и речного флота: концепции, методы, технологии // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 13-27.

2. Cherednichenko O., Serbin S. Analysis of Efficiency of the Ship Propulsion System with Thermochemical Recuperation of Waste Heat // Journal of Marine Science and Application. – 2018. – Vol. 17. – Iss. 1. – P. 122-130.

3. Сагін С.В., Бондар С.А. Метод попередження аварійних ситуацій під час експлуатації суднових дизелів за аналізом потоку відмов його основних вузлів // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 101-109. doi: 10.31653/smf46.2023.101-109.

4. Сагін С.В., Побережний Р.В. Метод управління факторами ризику виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 110-117. doi: 10.31653/smf46.2023.110-117.

5. Сагін С.В., Сагін А.С. Контроль та діагностування надійності та економічності дизелів морських та річкових засобів транспорту // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 118-131. doi: 10.31653/smf46.2023.118-131.

6. Колегаєв М.О. Основні напрямки вдосконалення безпеки сучасного мореплавства // Морський та річковий флот : експлуатація і ремонт : Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса : НУ «ОМА», 2020. – С. 9-12.

7. Малахов А.В., Бендеберя Ф.А., Колегаєв М.А., Зуев С.В., Маслов И.З. Гидроупругость судовой импульсной системы размыва грунта // Научные труды SWorld. – 2012. – Т. 2. – № 4. – С. 107-109.

8. Malahov O.V., Kolegaev M.O., Kiris O.B., Maslov I.Z. Forced oscillations of flexible pipelines on sea surface waving // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 81-87. doi: 10.31653/smf343.2021.81-87

9. Malahov O.V., Kolegaev M.O., Kiris O.B., Maslov I.Z. Main principles of determining the working section and length of ship's flexible pipelines // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 88-94. doi: 10.31653/smf343.2021.88-94

УДК 629.5

Орешин О.А., Колегаєв М.О.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності процесу управління очищенням баластних вод суден морського транспорту

Постановка проблеми в загальному вигляді. Морськими судами забезпечується понад 80 % всіх світових транспортних перевезень, у яких щорічно по всій Планеті переноситься водяний баласт. Водяний баласт є незамінним для безпечної та ефективної експлуатації сучасного морського транспорту, забезпечуючи стійкість суден, що здійснюють плавання порожнім та в вантажі. Однак, баластові води становлять серйозну загрозу як для довкілля та економіки, так і для здоров'я людей, морської флори та фауни. Перенесення чужорідних морських організмів у нові їм природні умови з баластними водами суден визначено Глобальним екологічним фондом, як із найбільш суттєвих загроз Світовому океану.

Відомо, що в забортній воді, що використовується як баласт, можуть міститися патогенні для людини або природних угруповань водні організми. Такі організми перевозяться на великі відстані, зберігаючи у своїй здатність до життєдіяльності також після тривалих морських переходів. Оскільки запобігти розповсюдженню мікроорганізмів неможливо, Міжнародною Морською Організацією (ІМО) з кінця ХХ століття вживаються активні заходи в даному напрямку. У 2004 році прийнято Міжнародну конвенцію з контролю та управління судновими баластними водами та опадами, відповідно до якої з 2019 року всі судна мають обробляти баластові води на березі або на борту суден. Однак питання щодо способів обробки баластових вод як у нашій країні, так і за кордоном досі залишається відкритим [1, 2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В даний час відомо п'ять основних методів, що сприяють мінімізації ризику завезення небажаних організмів, причому кожен з них має свої переваги, так і недоліки.

Перший метод – виключення скидання баластової води взагалі. Це найнадійніший спосіб, він застосовується у тих випадках, коли скидання баластових вод заборонено повністю. Зрозуміло, що цей спосіб не дуже практичний і в судноплаванні найчастіше нереальний.

Другий метод – зменшення концентрації морських організмів, що містяться в водяному баласті, що приймається на борт, яке може бути досягнуто

шляхом обмеження кількості прийнятого водяного баласту, а також шляхом вибору місць прийому баласту. Баласт не слід приймати на малих глибинах, у районах застою води, поблизу місць скидання стічних вод та днопоглиблювальних робіт, а також у районах виявлення патогенних мікроорганізмів.

Третій метод полягає у обробці водяного баласту на борту судна. Вже розроблено певні технології цього процесу, рекомендовані Керівництвом міжнародної морської організації ІМО. Така обробка може здійснюватись механічними, фізичними, хімічними способами.

Четвертий метод – берегова обробка, що полягає у здачі баласту на берегові приймальні споруди. Але далеко не всі порти можуть надати судну відповідні приймальні споруди.

П'ятий метод – зміна баласту у водах відкритого океану чи його розведення.

Під час вибору методу обробки баласту слід пам'ятати, що він повинен відповідати таким критеріям: бути безпечним для людини та навколишнього середовища, ефективним та економічним [3, 4].

Постановка завдання. Метою дослідження є аналіз найбільш сприятливих способів обробки водяного баласту, використання яких забезпечує виконання вимог Міжнародну конвенцію з контролю та управління судновими баластними водами та опадами.

Виклад основного матеріалу дослідження. На теперішній час існує більш 250 схвалених ІМО способів обробки суднових баластових вод. Прийнятним методом є обробка баластових вод на борту судна, що включає механічний, фізичний та хімічний способи.

Перший аналізований спосіб – механічний, що полягає в сепарації та фільтрації. Це первинний та досить грубий спосіб очищення водяного баласту. Перевагою механічного способу є простота застосування. Однак серед недоліків необхідно відзначити, що за умовою підвищення швидкості фільтрації та сепарації можливе зниження якості очищення води та утворення осаду в баластових танках.

Найпростішим фізичним методом є нагрівання баластової води за допомогою теплообмінників суднової енергетичної установки. Існує три температурні інтервали для знешкодження баластових вод: 35...37,5°C протягом 60...120 хв, 40...45°C і 55...80°C протягом 30...90 хв. За температур понад 80°C швидкість загибелі мікроорганізмів не підвищується, тому нагрівання баластної води вище цих значень не використовується. До суттєвих недоліків способу можна віднести порушення рівноваги прибережних екосистем внаслідок скидання гарячої води в прибережні акваторії, а також необхідність використання великої кількості енергії (а отже і палива) для підігріву великої кількості баластної води [5].

Одним із поширених методів знезараження води від патогенних мікроорганізмів є ультрафіолетове опромінення. При цьому руйнується молекулярну структуру клітин, що викликає їхню повну загибель або порушує репродуктивну здатність.

Забезпечення вимог Міжнародної конвенції з контролю та управління судновими баластними водами та опадами можливе за допомогою фізичного способу гідродинамічної кавітації. Гідродинамічна кавітація – явище, у якому порушується однорідність рідини, з'являються бульбашки чи порожнини, які з пари чи газу. При цьому для повного знищення мікроорганізмів у водянному баласті застосування гідродинамічної кавітації недостатньо, тому поєднують її з ультразвуковим впливом. Ультразвук посилює свій вплив на морські організми завдяки електролізу солей, розчинених у морській воді, що знаходиться у танках. За умовою короткочасного впливу (на протязі 60...150 хв) і низькій напрузі концентрація мікробів зменшується з 10^8 до 10^6 КУО/100 мл.

Застосування тільки фізичних способів не призводить до 100% знешкодження баласту, викликає корозію металевих поверхонь і деталей судна, завдає шкоди прибережним екосистемам.

Найчастіше практично використовується хімічний спосіб обробки судового баласту. Актуальною проблемою застосування хімічних речовин для знезараження баластової води є утворення побічних продуктів реакції під час їх взаємодії з морською водою.

Як ефективний біоцид на судах різної конструкції може застосовуватися озон. Застосування озону показало високу ефективність щодо патогенної та умовно патогенної мікрофлори. Нетоксичність кисню, що утворюється під час розпаду озону, гарантує безпеку навколишнього середовища при скиданні обробленої води.

Іншою популярною хімічною речовиною для знезараження води є хлор та його сполуки. Хлорування баластної води ефективно при рН близько 7,5 та концентрації 5 мг/м^3 . При цьому під час скиданні води концентрація хлору не має перевищувати значень гранично допустимої концентрації – $0,03 \text{ г/м}^3$. Агресивність та токсичність хлору створює великі економічні витрати на створення спеціального обладнання для забезпечення біологічної безпеки, зберігання його запасів на судні несе можливий ризик для здоров'я екіпажу.

До хімічних методів обробки баластної води відноситься використання гідроксиду натрію та збільшення рН до 10...12 під час 24-годинному впливі. При цьому забезпечується знезараження та знищення водних організмів у баласті. Уповільнення корозійних процесів сталі баластових цистерн при підвищенні водневого показника [6].

У таблиці 1 наведено характеристики різних методів знешкодження баластових вод.

Таблиця 1. Характеристика методів знешкодження баластових вод

Порівняння методів дезінфекції	Ультрафіолетове випромінювання	Обробка хлором	Обробка озоном	Видалення кисню	Підвищення кислотності	Хімічні засоби
Спосіб дії	фізичний	хімічний	хімічний	хімічний	хімічний	хімічний
Попередня обробка	необхідна	необхідна/непотрібна	непотрібна	непотрібна	необхідна	необхідна/непотрібна
Загальна вартість методу	середня	низька	висока	висока	висока	висока
Вартість технічного обслуговування	низька	середня	висока	низька	висока	низька
Частота технічного обслуговування	низька	середня	висока	низька	середня	низька
Продуктивність дезінфекції	відмінна / дуже висока	хороша / висока	змінна	змінна	відмінна / дуже висока	хороша / висока
Час обробки	1..5 с	15...45 хв	5...10 хв	48...96 год	1..5 с	15...180 хв
Наявність токсичних хімікатів	ні	так	так	ні	так	так
Зміна хімічного складу води	ні	так	так	так	так	так

Висновки і перспективи подальших досліджень. Однієї зі екологічних проблем є проблема перенесення мікроорганізмів з баластними водами морських суден. Транспортування шкідливих морських організмів, що втримуються в баластних водах суден, – глобальна проблема охорони навколишнього середовища, що виявляє серйозний вплив на морські екосистеми, рибальство й навіть на здоров'я людини в багатьох регіонах миру. В даний час існує безліч способів та методів обробки, які свідчать про те, що досі так і не знайдено універсальний для обробки водяного баласту на судах. Найбільш доцільний та ефективний варіант обробки баластної води визначається типом та призначенням судна (насамперед розмірами машинного відділення та вантажних відсіків або приміщень), районом експлуатації судна та тривалістю морських переходів.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Міжнародна конвенція про контроль суднових баластних вод й осадів та управління ними 2004 року / Ballast Water Management Convention(BWMC): Міжнародна морська організація; Конвенція, Правила, Форма, Міжнародний

документ від 13.02.2004 з поправками. International Maritime Organization: веб-сайт. URL: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/BallastWaterManagement/BWMConventionandGuidelines.aspx>

2. Castro M.C.T. Ten years of ballast water management / M.C.T. Castro, J.M. Hall-Spencer, C.F. Poggian, T.W. Fileman // Journal of Sea Research. – 2018. – Vol. 133. – Pp. 36–42. DOI: 10.1016/j.seares.2017.02.003.

3. First M. R. Life after treatment: detecting living microorganisms following exposure to UV light and chlorine dioxide / M.R. First, L.A. Drake // Journal of applied phycology. – 2014. – Vol. 26. – Is. 1. – Pp. 227–235. DOI: 10.1007/s10811-013-0049-9.

4. Леонов В.Е. Балластные воды в судоходстве : глобальная экологическая проблема / В.Е. Леонов, Я.В. Ермоленко // Sciences of Europe. – 2016. – № 1(1). – С. 80–87.

5. Cvetković M. Application of hydrodynamic cavitation in ballast water treatment/ M. Cvetković, B. Kompare, K.A. Klemenčič // Environmental Science and Pollution Research., 2015. Vol. 22. № 10. P. 7422–7438.

6. Wright D. A. Alternative, indirect measures of ballast water treatment efficacy during a shipboard trial: a case study / D. A. Wright, N. A. Welschmeyer, L. Peperzak // Journal of Marine Engineering & Technology. – 2015. – Vol. 14. – Is. 1. – P. 1–8. DOI: 10.1080/20464177.2015.1022379.

УДК 629.5

Соловйов О.В., Колегаєв М.О.

Національний університет «Одеська морська академія»

Оптимізація роботи допоміжного обладнання енергетичних становок днопоглиблювальних суден

Постановка проблеми в загальному вигляді. Інтенсивний розвиток торговельних відносин пов'язано зі збільшенням провізної здатності фарватерів підхідних каналів до річковим і морським портам. У зв'язку з цим зростає необхідність проведення днопоглиблювальних робіт спеціалізованими суднами. Конструктивною особливістю суден днопоглиблювального флоту є наявність гідротехнічного комплексу для розробки ґрунтів, який включає процеси забору, підйому, завантаження трюмів суден і транспортування ґрунту відповідно до карти наміву. Необхідність підвищення ефективності експлуатації рефулерних суден робить вирішення проблеми відділення надлишкової води від ґрунту під час експлуатації судових земснарядів актуальною як з наукової, так і з практичної точки зору [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

У процесі доставки вантажів морем беруть участь три основних компоненти:

вантаж, що доставляється і формує основні доходи від перевезення; транспортні засоби, що доставляють вантаж і є основним джерелом експлуатаційних витрат;

праця екіпажа, від якого залежить ефективність перевезення.

Грунтуючись на основному законі ринку, слід зазначити, що підвищення ефективності експлуатації суден за рахунок підвищення прибутку можна здійснити подвійно. Перший шлях - збільшення доходів (підвищенням тарифів за надані послуги, що ведуть до інфляції, збільшення провізної спроможності транспортного засобу без шкоди мореплавності). Другий шлях - зниження транспортних витрат до мінімально неминучих [2].

У зв'язку із цим, великий інтерес представляє технічна експлуатація днопоглиблювального флоту, що, крім процесу перевезення вантажів, передбачає технологічний процес видобутку ґрунтів.

Необхідність здійснення процесу видобутку ґрунтів є вкрай необхідною при виробництві гідротехнічних робіт, хоча при цьому і є екологічно шкідливою.

Очевидним є той факт, що технологічний процес видобутку ґрунтів априорі збільшує експлуатаційні витрати судна й у зв'язку із цим у процесі інформаційного пошуку, варто приділяти особливу увагу проблемі підвищення ефективності технологічного процесу розробки.

При здійсненні інформаційного пошуку, пов'язаного з технічною експлуатацією суден днопоглиблювального флоту, як правило, використовується метод дедукції (філософський метод сходження від загального до особистого, через частку).

Інформаційний пошук здійснюється шляхом декомпозиції по окремих напрямках, що дозволяє більш точно сформулювати тематику мета й завдання досліджень [3].

Системний аналіз вимагає поділу досліджуваних процесів на об'єкт дослідження й зовнішнє середовище. Декомпозицію інформаційного пошуку по проблемі технічної експлуатації днопоглиблювального флоту з позиції менеджменту доцільно здійснити по наступних напрямках:

- ефективність завантаження земснаряда;
- технічна досконалість судна;
- експлуатаційна ефективність;
- конструкційні особливості процесу навантаження ґрунтів;
- технологічна ефективність видобутку ґрунтів на судні [4].

Постановка завдання. Метою дослідження є підвищення ефективності експлуатації рефугерних суден днопоглиблювального флоту при роботі з мулистими ґрунтами (пульпою).

Виклад основного матеріалу дослідження. Головною метою всіх судноремонтних робіт, спрямованих на вдосконалення судна є підвищення його техніко-експлуатаційних показників з одночасним збільшенням продуктивності та якості роботи екіпажу. На підставі виконаного аналізу

конструкцій суден днопоглиблювального флоту можна сформулювати головні напрямки робіт щодо вдосконалення земснарядів. До них відносяться:

- застосування нових технологій виїмки і транспортування ґрунту;
- комплектація суден новою технікою і обладнанням;
- установка на шаландах більш ефективних гідравлічних систем розмиву ґрунту;
- установка засобів автоматизації нового покоління на всіх технологічних рівнях;
- комплектація більш досконалими засобами контрольної вимірювальних приладів і апаратури;
- установка силових установок, що характеризуються більш високими значеннями ККД і/або потужності;
- застосування нових конструкцій корпусу, що характеризуються меншою залежністю від зовнішніх чинників (хвилювання, глибини і т.п.);
- збільшення місцевої і загальної міцності корпусу або його елементів;
- оптимізація діючих суден за рахунок проведення судноремонтних робіт з повною або частковою заміною застарілого обладнання і механізмів;
- вдосконалення шумової та вібраційної ізоляції всіх механізмів судна за рахунок впровадження систем гасіння нового покоління або обладнання, що характеризується меншими показниками вібрації і рівня виробленого шуму.

Характерними судноремонтними роботами, спрямованими на модернізацію ґрунтової частини суден днопоглиблювального флоту є:

- 1) комплектація і ремонт насосного обладнання;
- 2) удосконалення ґрунтозабірних пристроїв;
- 3) модернізація пристроїв розподілу ґрунту при завантаженні в трюм;
- 4) регулювання консистенції пульпи;
- 5) установка розпилювачів пульпи;
- 6) комплектація сучасними системами вимірювання, контролю, автоматизації і управління.

Найбільш бажаними системами вимірювання та контролю є сучасні дистанційні комплекси, обладнані безконтактними датчиками з цифровими перетворювачами первинного сигналу.

Для визначення ефективності запропонованого методу сепарації ґрунто-несущей пульпи використовувався розроблений науково-дослідний стенд, показаний на схематичному рис. 1.

На схемі видно, що експериментальна установка являє собою замкнуту гідравлічну мережу. По лініях подачі ґрунту 1 і води 2 в бак 3 подавалися в заздалегідь дозованих кількостях вихідні компоненти пульпи – вода і ґрунт. Обсяг накопичувального бака становив 1 м³ і, всередині нього, за допомогою механічного змішувача 4 (число оборотів регулювалося від 400 до 850 об/хв) приводить в обертання за рахунок керованого електромагнітного двигуна (на рис. 1 не показаний) виходив однорідний склад ґрунтової пульпи [5].

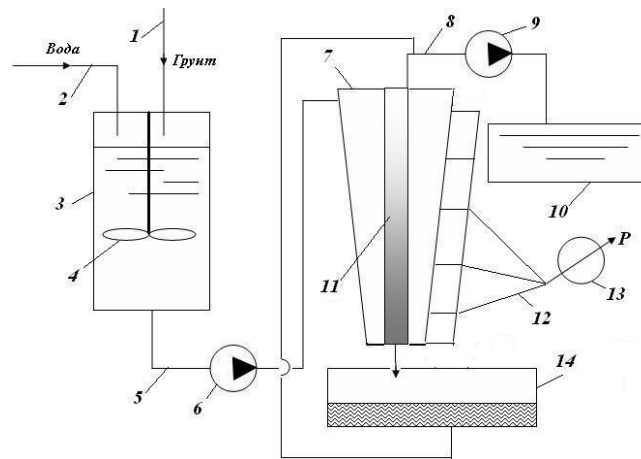


Рис. 1. Експериментальна установка:

1 – лінія подачі ґрунту; 2 – лінія подачі води; 3 – накопичувальний резервуар; 4 – змішувач; 5 – лінія подачі пульпи; 6 – ґрунтовий насос; 7 – циклон; 8 – лінія відбору світлої пульпи; 9 – насос; 10 – водяний бак; 11 – скляна вставка; 12 – лінії відбору тиску по висоті циклону; 13 – манометр; 14 – накопичувальний ґрунтовий бак

Після підготовки пульпа по лінії подачі 5 надходила в ґрунтовий насос 6. Величини напору і витрати пульпи змінювалися дистанційно керованою запірною-регулюючою арматурою (на рис. 1 не показана). Діапазон зміни витрати при проведенні експериментів становив 1:25, а межі зміни напору ґрунтового насоса знаходилися в межах від 10 до 21 м.в.ст.

При вході пульпи в циклон 7 здійснювалася її сепарація. Відбір освітленої води виконувався по лінії 8 насосом 9 з подальшим скидом в водяний бак 10. Для візуального контролю процесу сепарації на корпусі циклону 7 були встановлені навпроти один одного дві прозорі скляні вставки 11. Відбір тиску здійснювався в 10 точках і передавався по прийомним трубках 12 на цифровий багатоканальний манометр 13. Підключення трубок, як до циклону, так і до манометру здійснювалося за допомогою гнучкого зв'язку. Сепарований ґрунт з циклону 7 надходив в накопичувальний ґрунтовий бак 14. Залишкова вода з бака відбиралася за допомогою відцентрового нагнітача 9.

Водяний насос 9 представляв собою триступеневий відцентровий насос. Марка цього нагнітача PRISMA25 4M, а його максимальна подача і напір становлять відповідно $Q=0,04 \text{ м}^3/\text{с}$, $H=42 \text{ м.в.ст.}$

Як ґрунтовий насос використовувався одноступінчатий відцентровий насос марки KSB Evamatic-Box ICS з максимальними значеннями витрати і напору відповідно рівними $Q=0,011 \text{ м}^3/\text{с}$ і $H=21 \text{ м.в.ст.}$

Всі підключення робочих ліній до насосів, циклону і накопичувальним баків здійснювалися за допомогою стандартних різьбових з'єднань. Використаний тип з'єднання повністю виключав при монтажі такі дефекти, як, протікання, несовісність в місцях стику, деформацію герметизуючих прокладок і т.і.

Дозування вихідних компонент ґрунтовій пульпи виконувалося об'ємно-ваговим способом. Вага ґрунту вимірювався по сухому залишку після проведення його термічної обробки. Діаметр умовного проходу трубопроводів для подачі і відбору води становив 50 мм, а для всіх інших робочих ліній науково-дослідного стенду він дорівнював 100 мм.

Поточне значення витрати пульпи в експериментах виходило об'ємним способом шляхом вимірювання часу повного спорожнення бака 3.

Висновки і перспективи подальших досліджень. В результаті проведених досліджень зробимо наступні висновки:

1) створення судновий технології обробки і доставки ґрунту безпосередньо призводить до інтенсифікації процесу днопоглиблення, а, отже, і до вдосконалення всієї технологічної схеми його видобутку. При цьому можна констатувати, що з усіх відомих конструкцій суден днопоглиблювального флоту тільки грейферний земснаряд є єдиним типом судна, що не потребує сепарації ґрунтовій пульпи при проведенні днопоглиблювальних робіт;

2) запропонована нова судова технологія сепарації ґрунту функціонує на принципі тангенційної закрутки багатозфазного потоку ґрунтовій пульпи. При проведенні днопоглиблювальних робіт вона характеризується своєю простотою, надійністю і невисокою вартістю планомірного впровадження при проведенні судноремонтних [6].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Карьянский С. А. Постановка задач экспериментального исследования стратификации двухфазного потока типа “грунт-вода” / С. А. Карьянский // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2009. – Вып. 23. – Одесса : ОНМА. – С. 37-42.

2. Карьянский С. А. Технологическая схема сепарационного узла для судов дноуглубительного флота / С. А. Карьянский // Вісник Одеськ. нац. морськ. ун-ту : зб. наук. праць. – 2009. – Вып. 26 – Одеса : ОНМУ. – С. 67-72.

3. Колегаев М. А. Автоматизация рабочих процессов судовой сепарационной установки / М. А. Колегаев, С. А. Карьянский, И. В. Ткаченко, В. А. Маслов // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 16. – Одесса : ОНМА. – С. 43-48.

4. Колегаев М. А. Совершенствование земснарядов путем модернизации технологического процесса обработки пульпы / М. А. Колегаев, С. А. Карьянский, В. А. Маслов, Е. А. Осташко // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 26. – Одесса : ОНМА. – С. 4-14.

5. Малахов А. В. Основные особенности гидродинамических процессов в судовых многофазных потоках / А. В. Малахов, И. В. Ткаченко, В. В. Леонов, С. А. Карьянский // Вестн. нац. технич. ун-та Украины “Киевский политехнический институт”. – К. : Машиностроение. – 2009. – Вып. 55 – С. 311-319.

6. Малахов А. В. Узел сепарации пульпы для судовых земснарядов / А. В. Малахов, С. А. Карьянский, В. А. Маслов // Проблеми техніки : наук.-виробн. журн. – 2009. – Вип. 3 – Одесса : ОНМУ, ХНУ. – С. 59-65.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення експлуатаційних показників суднових дизелів під час використання присадок до палива

Постановка проблеми в загальному вигляді. Суднові дизельні установки відносяться до найпоширенішого типу енергетичних установок, які використовуються на морських і річкових суднах. Порівняно з паровими котлами та газовими турбінами суднові дизелі характеризуються мінімальними витратами палива як на одиницю потужності (кг/кВт·год), так і на одиницю пройденого судном шляху (кг/миля). Це є головною причиною, через яку вони в найбільшій кількості (до 95...97% порівняно з іншими типами теплових двигунів) встановлюються як головні і допоміжні двигуни морських і річкових суден [1]. Отримання корисної роботи у будь-якому тепловому двигуні супроводжується витратами палива (рідкого або газоподібного), яке є джерелом енергії. За різними оцінками, витрати на паливо можуть досягати до 35...40 % від загальних витрат на обслуговування суднової енергетичної установки. Використання палива в судновій енергетиці неможливо без його попередньої обробки, при цьому забезпечується видалення з палива механічних домішок та води, а також підтримання необхідної в'язкості палива, за якої можливі його рух у системі та впорскування в циліндр дизеля [2].

Одним із методів підготовки палива до використання є його хімічна обробка, яка забезпечується за рахунок введення в нього паливних присадок. При цьому на відміну від найбільш розповсюджених способів обробки палива – фільтрації та сепарації (які використовуються у всіх без винятку системах підготовки палива), використання присадок до суднового палива, хоча на даний час й набуло досить широкого поширення на суднах, не завжди отримує однозначну оцінку. Це пов'язано з різними причинами, які, перш за все, залежать від характеристик суднового дизеля й елементів його паливної системи, а також від забезпечення правильної технології використання присадок [3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Використання присадок до палива, як правило, вивчається для автомобільної техніки та стаціонарної енергетики [4, 5]. Можливість запровадження такого методу підготовки палива, як його хімічна обробка (тобто використання присадок) у суднову енергетику обмежується автономністю роботи морських суден та неможливістю безперешкодно отримати необхідні присадки в портах, у яких здійснюється бункерівка. Відсутність окремих танків, заздалегідь призначених для збереження присадок до палива, змушує до їх перевезення в окремих ємностях, що не передбачено обмеженим простором машинного відділення. Усе це негативно впливає не лише на можливість використання присадок до палива, але й на можливість проведення експериментальних досліджень, які сприятимуть визначенню оптимальних режимів їхнього використання [6].

Постановка завдання. Метою дослідження було визначення впливу паливних присадок на економічність та експлуатаційні показники роботи судового дизеля..

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження в умовах морського судна дедвейтом 51200 тонн були виконані на судовому дизелі 6N21L фірми Yanmar з наступними основними характеристиками: тип – рядний з водяним охолодженням; 4-тактний, з газотурбінним наддувом; діаметр циліндра – 0,21 м; хід поршня – 0,29 м; частота обертання – 720 хв^{-1} (об/хв); кількість циліндрів – 6; номінальна потужність – 680 кВт.

До складу судової енергетичної установки входило три названих дизелі, що використовуються в якості дизель-генераторів. Це дозволило два дизелі використовувати для проведення експериментів, а один залишити в якості «контрольного». Схема паливної системи дизелів наведена на рис. 1.

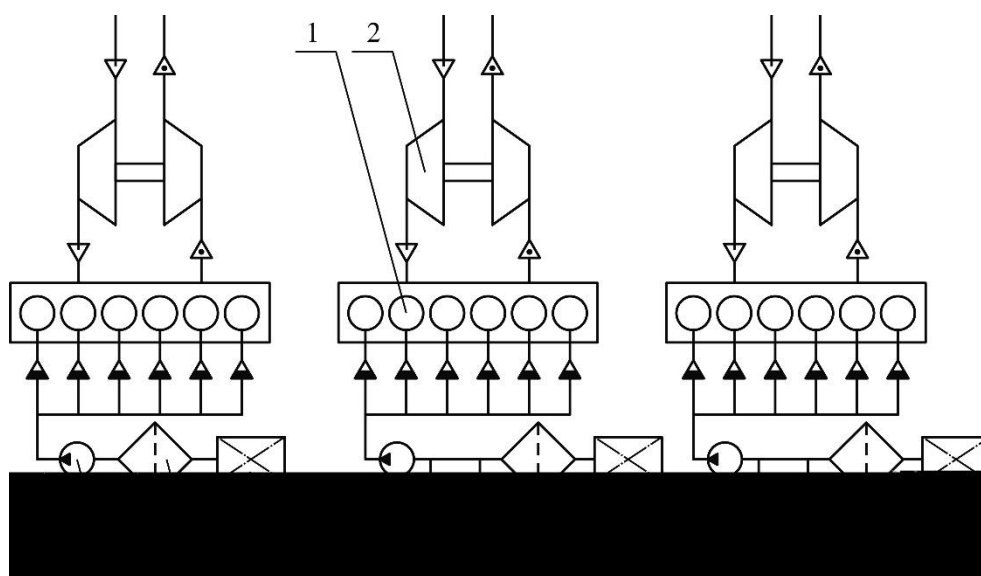


Рис. 1. Паливна система судового дизеля 6N21L фірми Yanmar (фрагмент):
1 – дизель; 2 – газотурбокомпресор; 3 – насос, що підкачує паливо;
4 – паливний фільтр тонкого очищення; 5 – витратна цистерна;
6 – витратомір; 7 – дозатор присадки

Паливна система «контрольного» дизеля (КД) не зазнала модернізації. Паливна система «експериментальних» дизелів (ЕД) дообладнати витратоміром 6 і дозатором присадки 7. Така організація подачі присадки до паливної системи забезпечувала необхідну дисперсію і рівномірний рівень її розчинення в паливі. Під час проведення експерименту концентрація присадки в паливі обиралась з рекомендованого фірмою-виробником діапазону та приймалася рівною 1:2000, 1:4000, 1:6000, 1:8000 до загального обсягу палива, що знаходилось у витратній цистерні [7].

За допомогою початкових експериментів були встановлені оптимальні концентрації присадки (що склали 1:2000 і 1:6000), при яких забезпечуються мінімальні температурні навантаження на циліндро-поршкову групу та газо-

випускную систему дизеля. При цьому режими проведення досліджень варіювалися в межах 52...88 % від номінальної потужності. Отримані при цьому результати показані на рис. 2.

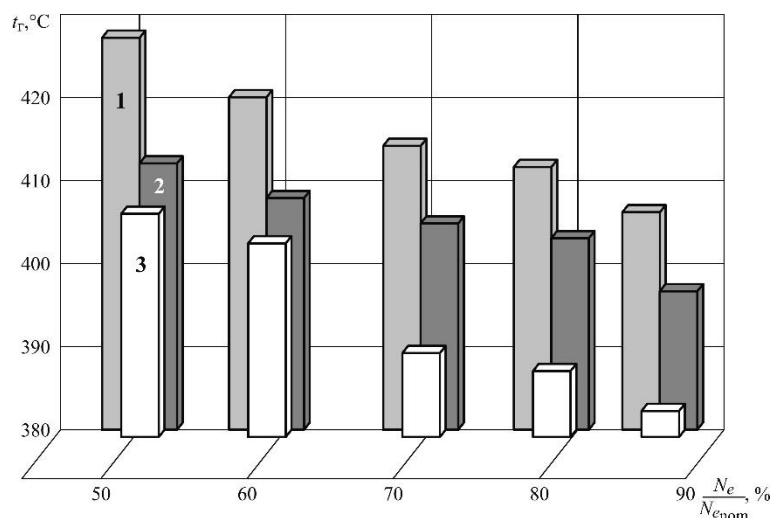


Рис. 2. Залежність температури випускних газів t_g по циліндрах суднового дизеля 6N21L від його відносної потужності $N_e/N_{e_{nom}}$:

- 1 – «контрольний» дизель (без використання паливної присадки);
 2, 3 – «експериментальні» дизелі (при використанні паливної присадки з концентрацією 1:2000 і 1:6000 відповідно)

Наведені дані свідчать про принципове зниження теплової напруженості (температури випускних газів) під час використання палива з присадкою. Діапазон зниження середньої температури випускних газів становить 4,1...8,2 % залежно від режиму роботи дизеля.

Визначення впливу паливних присадок на економічність роботи дизеля. Паралельно з визначенням впливу паливних присадок на теплову напруженість газувипускної системи виконалися дослідження їх впливу на економічність роботи дизеля. При цьому в якості критерію приймалася питома ефективна витрата палива b_e , значення якого в г/(кВт·год). Було встановлено, що використання палива з присадкою сприяє зниженню даного показника у всьому діапазоні експлуатаційних навантажень (рис. 3).

Експериментально отримані результати, що підтверджують зниження питомої ефективної витрати палива із використанням паливних присадок, свідчать про інтенсифікацію процесу сумішоутворення і згоряння палива. Це призводить до більш повного використання його теплотворної здатності та зниження кількості палива, що догоряє на ході розширення і у випускному колекторі. При цьому відзначимо, що для різної концентрації присадки в базовому паливі спостерігається різна величина зниження питомої ефективної витрати палива. На наш погляд, це пояснюється тим, що частина вільних радикалів присадки залишається незадіяною в розриві внутрішньо молекулярних зв'язків палива й активації його горючих складових.

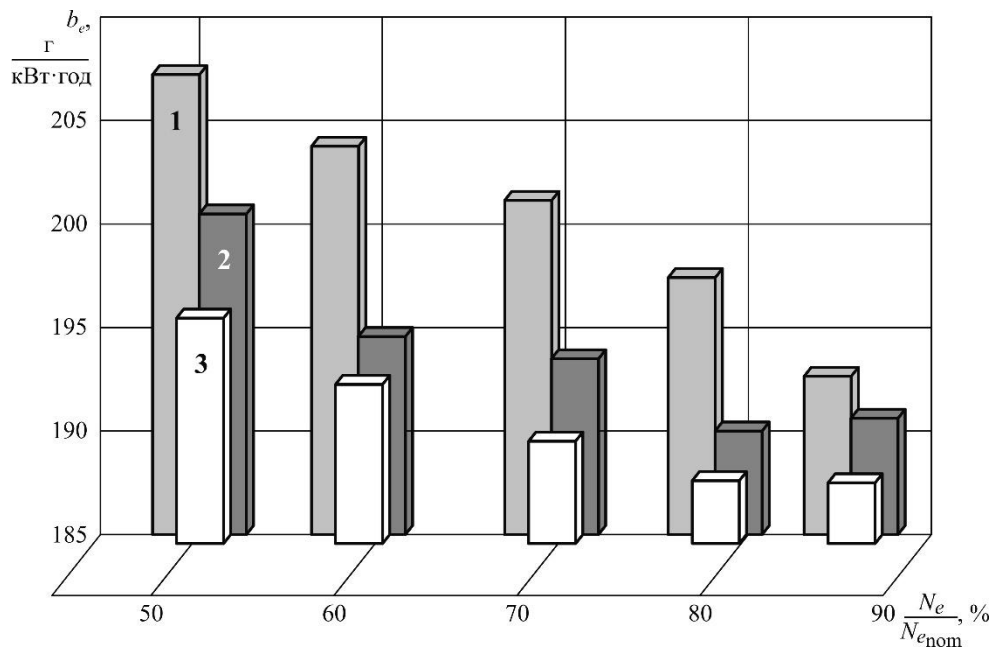


Рис. 3. Зміна питомої ефективної витрати палива b_e суднового дизеля 6N21L при різних значеннях його відносної потужності N_e/N_{nom} :
 1 – «контрольний» дизель (без використання паливної присадки);
 2, 3 – «експериментальні» дизелі (при використанні паливної присадки з концентрацією 1:2000 і 1:6000 відповідно)

Наслідком поліпшення процесу згоряння палива і зміщення його протікання на лінію ізохорного підведення тепла також є зниження температури випускних газів. Це пов'язано з тим, що застосування присадок до палива сприяє перебігу процесу згоряння в циліндрі дизеля не лінією розвитку ланцюгової реакції, що веде до детонації, а лінією розвитку стаціонарного горіння.

Наведені результати свідчать про більш якісне сумішоутворення і згоряння, а також більш повне використання теплотворної здатності палива з присадкою.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Таким чином, наведені результати дозволяють зробити наступні висновки.

1. Одним із методів покращення експлуатаційних властивостей палива є використання паливних присадок, які можуть вводитися до паливної системи в різних точках: відстійному танку, витратному танку, паливних магістралях, а також перед його безпосередньою подачею в циліндр дизеля (перед паливним насосом високого тиску).

2. Експериментально отримані результати, що підтверджують зниження питомої ефективної витрати палива під час використання паливних присадок, свідчать про інтенсифікацію процесу сумішоутворення і згоряння палива. Це призводить до більш повного використання його теплотворної здатності та зниження кількості палива, що догоряє на ході розширення та у випускному колекторі. При цьому відзначимо, що для різної концентрації присадки в базовому паливі спостерігається різна величина зниження питомої ефективної витрати палива. Це пояснюється тим, що частина вільних радикалів присадки

залишається незадіяною в розриві внутрішньо молекулярних зв'язків палива й активації його горючих складових. Експериментально підтверджено, що під час використання паливних присадок на різних режимах роботи суднового чотиритактного дизеля можливо досягти зниження питомої витрати палива від 2,6 до 4,8 %. При цьому максимальне підвищення паливної економічності відбувається в діапазоні 50...60 % навантаження дизеля, тобто режимів, що характеризуються найбільшим експлуатаційним періодом роботи, а також підвищеною тепловою напруженістю.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Заблоцький Ю. В. Підвищення економічності роботи суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 12-16. DOI : 10.31653/smf340.2020.12-16.
2. Заблоцький Ю. В. Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. Наук. праць, 2020. – № 2(62). – С. 106-119. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-106-119.
3. Sagin A. S., Zablotskyi Yu. V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 14-17. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17>.
4. Zablotskyi Yu.V., Sagin A.S. Applying of fuel additives in marine diesel engines // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 5 – 17. doi: 10.31653/smf343.2021. 5-17.
5. Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 121-131. doi: 10.31653/smf44.2022.121-131.
6. Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 5-16. doi: 10.31653/smf45.2022.5-16.
7. Сагін А.С., Заблоцький Ю.В. Регенерація змащувальних властивостей моторних палив і мастил під час експлуатації суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 17-30. doi: 10.31653/smf45.2022.17-30.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення контролю показників робочого процесу суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Аналіз експлуатаційних якостей елементів суднових енергетичних установок показує, що найбільші експлуатаційні втрати пов'язані з відмовами головних і допоміжних дизелів. При цьому 70...90 % всіх відмов доводиться на головні дизелі й обслуговуючі їхні системи й 10...18 % – на допоміжні дизелі. Найбільш часті відмови дизелів, (крім відмов підшипників і елементів кривошипне-шатунного механізму), пов'язані із системою паливоподачі, як форсунок так й паливних насосів високого тиску (ПНВТ) і механізмами газорозподілу.

Ефективна й безаварійна експлуатація суднових двигунів внутрішнього згоряння (СДВЗ) можлива за умови періодичного контролю основних параметрів робочого процесу, палива й газорозподілу [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На судах морського та внутрішнього водного транспорту, що на даний час знаходяться в експлуатації, моніторинг параметрів СДВЗ найчастіше зводиться до періодичного контролю тисків і температур. Крім максимального значення тиску газів по циліндрам та тиску наприкінці процесу стиснення, температур води та мастила на вході та виході з дизеля, можна виділити цілу низку інших параметрів, моніторинг яких під час експлуатації дає можливість здійснювати більш якісний контроль його робочого процесу та проводити точне регулювання окремих вузлів. До них належать: контроль середнього індикаторного тиску, що дозволяє визначити перевантаження окремих циліндрів та рівномірно розподілити потужність по всіх циліндрах дизеля; контроль максимальної швидкості підвищення тиску під час згоряння палива, що дозволяє обмежити ударні навантаження на підшипники окремих циліндрів та виявити недоліки у роботі паливної апаратури; контроль геометричних та дійсних фаз паливоподачі, якій надає комплексну оцінку технічного стану паливної апаратури; контроль фаз газорозподілу під час роботи дизеля, який дозволяє оперативно оцінювати технічний стан газорозподільного механізму та підтримувати паспортні значення кутів закриття та відкриття клапанів. Крім перелічених вище, можна виділити ще цілий ряд параметрів робочого процесу, моніторинг яких під час експлуатації значною мірою допоможе судновим механікам підтримувати необхідний технічний стан дизеля [2, 3].

Постановка завдання. Завдання дослідження було визначення найбільш інформативних показників, що характеризують якість перебігу робочого процесу суднового дизеля, визначення яких найбільш інформативно здійснюється за допомогою систем діагностування та оцінка можливості безперервного контролю цих показників.

Виклад основного матеріалу дослідження. На теперішній час на судах морського та внутрішнього водного транспорту застосовуються як стаціонарні, так і переносні системи комп'ютерної діагностики СДВЗ, що реалізують метод «розділеного моніторингу». В таблицях 1, 2 перераховані параметри робочого процесу СДВЗ, що характеризують технічний стан циліндро-поршневої групи, паливної апаратури й механізму газорозподілу. Їхній поточний контроль дозволяє домогтися якісного регулювання двигуна й рівномірного розподілу потужностей по циліндрах [4, 5].

Таблиця 1. Індикаторні параметри робочого процесу

Позначення	Параметр
p_i	Середній індикаторний тиск, МПа
N_i	Індикаторна потужність циліндра, кВт
n	Частота обертання колінчатого вала, хв ⁻¹
$p'_c, \varphi_{p'_c}$	Тиск, МПа і кут початку самозапалювання палива, °пкв
p_c	Максимальний тиск стиску в циліндрі, МПа
p_z, φ_{p_z}	Максимальний тиск згоряння палива, МПа й відповідний кут повороту колінчатого вала до верхньої мертвої точки, °пкв
$\omega_{\max}, \lambda$	Максимальна швидкість, МПа/°пкв і ступінь підвищення тиску газів при згорянні палива

Таблиця 2. Параметри процесу подачі палива й газорозподілу

Позначення	Параметр
$\varphi_{\text{вип}}, \varphi_{\text{впр}}$	Дійсні кути випередження подачі палива й кут упорскування палива, °пкв
$\varphi_{\text{вип}}^{\Gamma}, \varphi_{\text{впр}}^{\Gamma}$	Геометричні кути випередження подачі палива й кут упорскування палива, °пкв
φ_{τ}, τ_i	Кут, °пкв тв час, с затримки самозапалювання палива
$\varphi_{\text{відкр}}^{\text{вп}}, \varphi_{\text{закр}}^{\text{вп}}$	Кути відкриття й закриття впускного клапана, °пкв
$\varphi_{\text{відкр}}^{\text{вип}}, \varphi_{\text{закр}}^{\text{вип}}$	Кути відкриття й закриття випускного клапана, °пкв

Використання систем комп'ютерної діагностики робочого процесу суднових дизелів спрямовано на підвищення їхньої економічності, збільшення ресурсних характеристик і продовження міжремонтного періоду їхньої експлуатації.

Під час роботи дизелів потужністю 220 кВт і вище необхідно контролювати такі основні параметри:

- 1) середній індикаторний тиск p_i ;
- 2) тиск в кінці стиснення p_c ;
- 3) максимальний тиск згоряння p_z ;
- 4) середній тиск по часу p_t ;
- 5) тиск продувочного (наддувочного) повітря p_k ;
- 6) температуру випускних газів t_r ;
- 7) питома витрата палива b_e ;
- 8) питома витрата масла b_m .

Крім зазначених, слід також контролювати параметри відповідно до затверджені форми машинних журналів і журналів індичіювання.

Періодичність індіціювання дизеля і визначення основних параметрів встановлюється фахівцем судновласника відповідно до вимог заводської інструкції і в залежності від типу дизеля, його технічного стану, умов експлуатації, але не рідше ніж через кожні 400 годин роботи.

Індіціювання дизелів, крім термінів, встановлених службою судновласника, має проводитися в наступних випадках:

- 1) при виявленні ненормальної роботи одного або декількох циліндрів;
- 2) після регулювання подачі палива, заміни форсунки або паливного насоса, після ремонту або заміни деталей руху і заміни циліндричної кришки або втулки;
- 3) після переходу на новий сорт палива.

Техніко-економічна ефективність систем комп'ютерної діагностики робочого процесу суднових дизелів обумовлює:

- зниженням витрат на технічне обслуговування завдяки зменшенню числа розбирань і розкриттів дизелів при переході від планово-технічних норм обслуговування й ремонту до обслуговування й ремонту їх по фактичному стані;

- зниженням витрат на ремонт за рахунок виявлення потенційних відмов на ранній стадії їхнього виникнення;

- скороченням витрати палива шляхом своєчасного виявлення й усунення дефектів і порушень у настроюванні паливної апаратури.

Стаціонарні системи моніторингу параметрів робочого процесу й процесу подачі палива можуть бути встановлені на споруджуваному судні або на судні, що перебуває в експлуатації. Системи можуть обслуговувати кілька двигунів.

Використання системи діагностики робочого процесу й процесу подачі палива дозволяє:

- зменшити витрати палива;
- зробити балансування двигуна по потужностях циліндрів;
- оптимально відрегулювати фази процесу подачі палива;
- захистити двигун від перевантажувальних режимів;
- поліпшити якість технічного обслуговування;
- зменшити потреба в запасних вузлах;
- поліпшити екологічні характеристики дизеля [2].

Діагностування робочого циклу виконується за бар-діаграмами, що відображають значення тиску в циліндрі в характерних точках, а також відхилення цих параметрів від середнього та максимально допустимого значень.

Приклади звітних форм системи наведені на рис. 1-3.

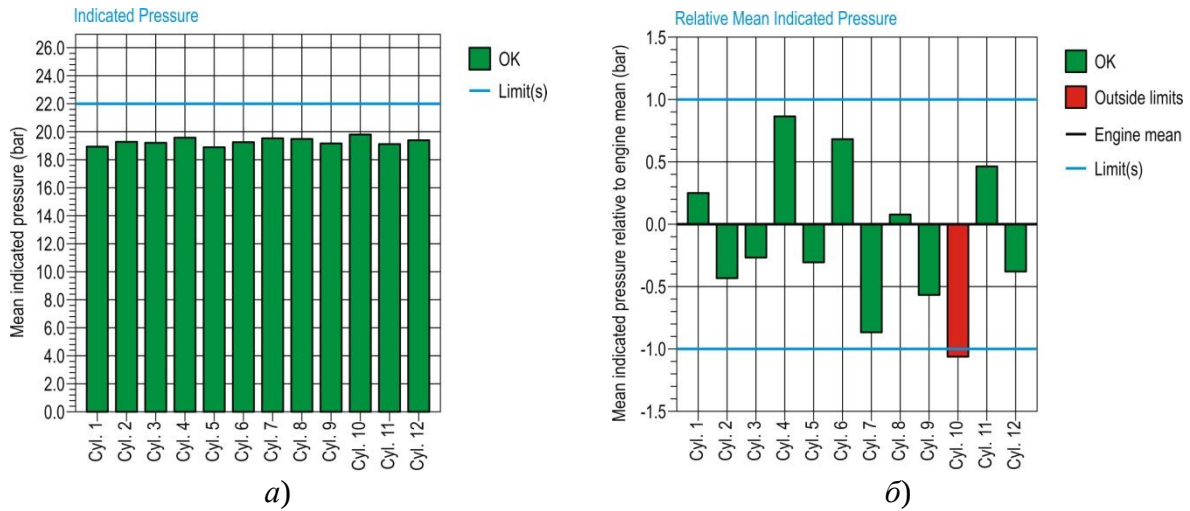


Рис. 1. Бар-діаграми середнього індикаторного тиску p_i (а) та відхилення середнього індикаторного тиску від середнього значення по циліндрам (б) суднового дизеля 12K98MC-C фірми Hyundai-MAN Diesel & Turbo

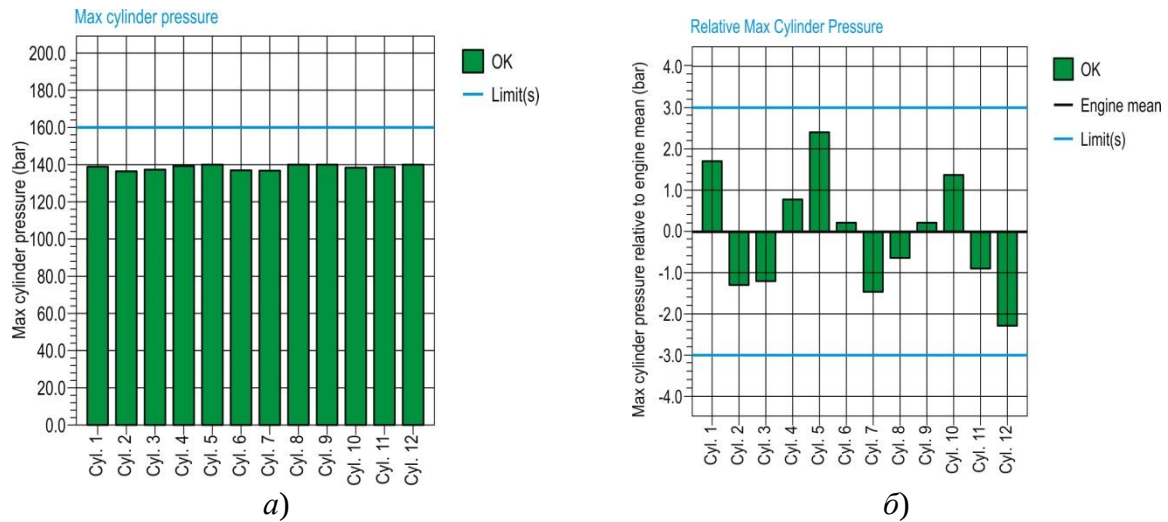


Рис. 2. Бар-діаграми максимального тиску згоряння p_z (а) та відхилення тиску згоряння від середнього значення по циліндрам (б) суднового дизеля 12K98MC-C фірми Hyundai-MAN Diesel & Turbo

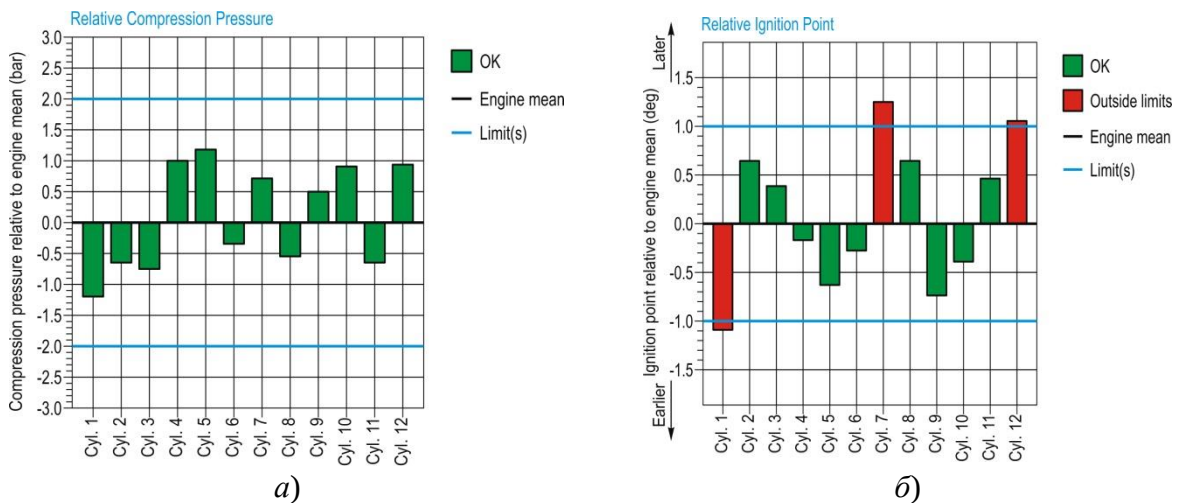


Рис.3. Бар-діаграми тиску стиснення p_c (а) та діаграма відхилення кута початку впорскування від середнього значення по циліндрам (б) суднового дизеля 12K98MC-C фірми Hyundai-MAN Diesel & Turbo

Висновки і перспективи подальших досліджень.

Ефективна й безаварійна експлуатація судових двигунів внутрішнього згоряння можлива за умови періодичного контролю основних параметрів робочого процесу, палива й газорозподілу.

Для більш інформативного діагностування стану судових дизелів доцільно використання систем комп'ютерної діагностики робочого процесу судових дизелів, дія яких спрямована на підвищення економічності, збільшення ресурсних характеристик і продовження міжремонтного періоду експлуатації дизелів.

Для вирішення завдань контролю технічного стану та якості проходження робочого циклу судових дизелів доцільно використовувати засоби технічної діагностики, які дозволяють за аналізом деяких параметрів (наприклад, середнього індикаторного тиску, тиску згоряння, тиску стиснення, куту випередження подачі палива) усунути несправності, що ведуть до відмов і аварії дизеля.

Використання системи діагностики робочого процесу й процесу подачі палива дозволяє:

- зменшити витрата палива;
- зробити балансування двигуна по потужностях циліндрів;
- оптимально відрегулювати фази процесу подачі палива;
- захистити двигун від перевантажувальних режимів;
- поліпшити якість технічного обслуговування;
- зменшити потреба в запасних вузлах;
- поліпшити екологічні властивості дизеля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ивановский В.Г., Варбанец Р.А. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации // Всеукр. науч.-техн. журн. – 2004. – Вып. 2. – С. 138-141.
2. Данилян А.Г., Чимшир В.И., Разинкин Р.А., Найденов А.И. Совершенствование систем технического диагностирования малооборотных судовых дизелей // Молодой ученый. – 2015. № 2 (82). С. 138–142.
3. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. – Одесса : ЛАТСТАР, 2000. – 238 с.
4. Пипченко А.Н., Пономаренко В.В., Шевченко В.А. Эксплуатация, обслуживание и ремонт судовых двигателей MAN-B&W. - Одесса : ТЭС, 2014. - 328 с.
5. Sagin S.V., Semenov O.V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specification // American Journal of Applied Sciences. – 2016. – Vol. 13. – Iss. 5. – P. 618-627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення екологічності суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Дизельні двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), які знайшли широке застосування в суднових енергетичних установках, за наявності безперечних переваг потребують постійної модернізації у зв'язку з підвищенням вимог до запобігання забруднення атмосфери з суден шляхом скорочення концентрації шкідливих речовин у випускних газах (ВГ) одночасно зі вимогами щодо зниження питомої витрати палива та підвищення енергетичної ефективності. Одним із шляхів розв'язання цієї проблеми є дослідження в напрямку перспектив використання альтернативного палива замість традиційної вуглеводневої сировини. Стосовно стаціонарної енергетики є досить успішний досвід використання таких видів альтернативних палива, як зріджений нафтовий газ, компримований природний газ, біодизель, етанол, метанол та диметиловий ефір. Розповсюдження даного досвіду на суднові енергетичні установки в даний час є проблематичним через відсутність необхідної інфраструктури для бункерування суден і зберігання нових видів палива. Підвищення екологічності енергетичних установок шляхом використання електроенергії, що запасається в акумуляторних батареях або ж одержуваної із сонячної енергії, на судах морського та внутрішнього водного транспорту також може знайти лише обмежене застосування. [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При використанні звичайних вуглеводневих палив нафтового походження і атмосферного повітря як окислювача ВГ суднових дизелів на 99,00...99,98 % складаються з продуктів повного згоряння палива (CO_2 і H_2O) і повітря зі зниженим вмістом кисню. Токсичність ВГ суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) визначається в основному іншими 0,02...1,00 % складовими із обсягу, куди входять речовини, які утворюються в результаті термічного синтезу з повітря при високих температурах (оксид азоту), а також продукти неповного згоряння палива (незгорілі вуглеводні, оксид вуглецю, сірчистий ангідрид, частинки вугілля і сажі). З метою зниження концентрації цих речовин, використовують різні методи та технології: впорскування води у повітряний та випускний колектор та безпосередньо у циліндр дизеля; водо-паливні емульсії (ВПЕ), утворення сумішей дизельного палива та діметилового ефіру (ДМЕ), додаткове згоряння у ВГ; рециркуляції випускних газів [2, 3].

Постановка завдання. Велике різноманіття способів, що забезпечують зниження токсичності ВГ суднових дизелів в повній мірі не вирішує проблему підтримання його екологічної ефективності, крім того окремі способи зниження токсичності ВГ можливо використовувати лише для вузького колу дизелів, або їх режимів роботи. Тому завданням дослідження було визначення

сукупності методів, які з одного боку сприяють покращенню екологічних показників судових дизелів, а з іншого – можуть використовуватися практичного для будь-яких типів дизелів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Широке поширення в транспорті дизельних двигунів пояснюється тим, що вони працюють на порівняно дешевому паливі, відрізняються кращою паливною економічністю і меншою токсичністю вихлопних газів. Однак і вони не завжди відповідають сучасним вимогам по токсичності. Як вказувалося у попередніх розділах, існуючі технічні рішення, спрямовані на зменшення шкідливих викидів в ВГ дизелів, можна розділити на три основні групи: 1) вплив на робочий процес двигуна; 2) очищення ВГ у випускній системі двигуна; 3) використання альтернативних палив.

Результати досліджень, виконаних у роботі, дозволяють висловлювати, що альтернативні палива є найбільш доцільним способом забезпечення екологічної ефективності морського судна. Найбільш оптимальним варіантом із альтернативних палив є використання водо-паливних емульсій, метанолу та діметилового ефіру, етаноло-паливних емульсій (ЕПЕ), які забезпечують найбільший рівень зниження токсичних компонентів у ВГ [3].

Використання ВПЕ у судових дизелях дає наступні результати:

- зниження концентрації оксидів азоту NO_x і сумарних вуглеводнів C_nH_m майже на всьому діапазоні навантажень, причому ступінь зниження в основному пропорційна величині навантаження;
- ВПЕ з меншим розміром крапель води забезпечує більше зниження концентрації токсичних складових в ВГ (рис. 1).

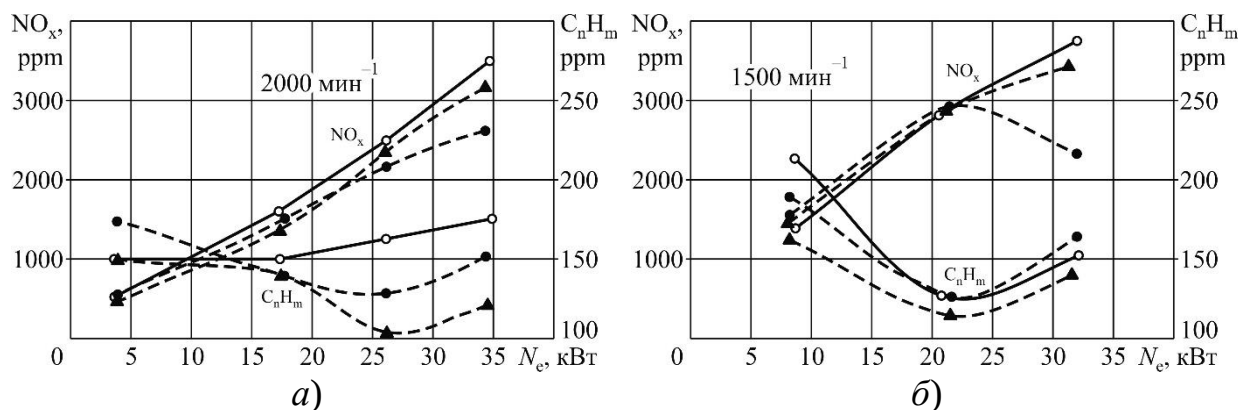


Рис. 1. Зміна концентрації оксидів азоту NO_x і вуглеводнів C_nH_m в залежності від потужності двигуна на різних швидкісних режимах:
а) 2000 хв^{-1} ; б) 1500 хв^{-1}

Під час використання як альтернативного палива метанолу та ДМЕ знижується концентрація наступних складових ВГ: оксидів азоту NO_x , двоокиси вуглецю CO , незгорілих вуглеводнів та твердих часток, при цьому ефективні показники роботи дизеля (зокрема коефіцієнт корисної дії) не змінюються (рис. 2).

Швидкісні характеристики і зміна вмісту токсичних компонентів в ВГ суднового ДВЗ в залежності від зміни частоти обертання колінчастого валу при роботі на дизельному паливі та при використанні ЕПЕ представлені на рис. 3.

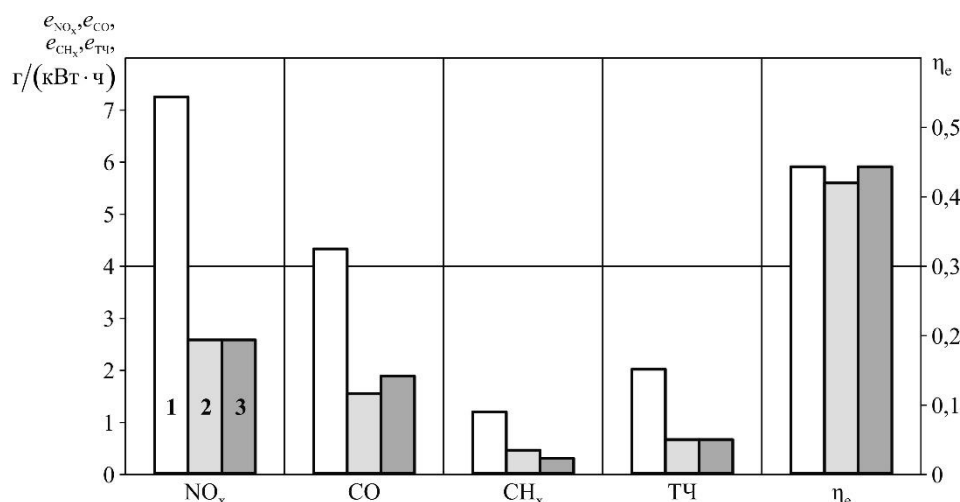


Рис. 2. Питомі масові викиди токсичних компонентів ВГ і ефективний ККД дизеля при роботі на різних видах палива: 1 – ДТ; 2 – метанол; 3 – ДМЕ

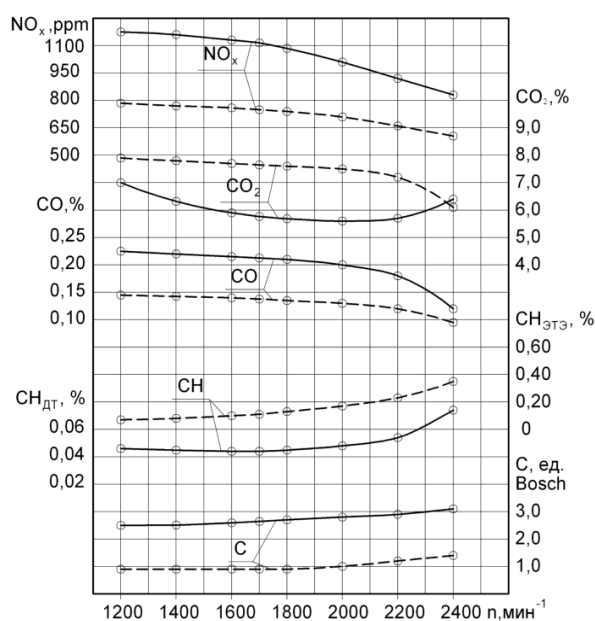


Рис. 3. Вплив застосування ЕПЕ на токсичні показники суднового ДВЗ в залежності від зміни частоти обертання колінчастого вала:

— — дизельне паливо;
 - - - - - ЕПЕ

Висновки і перспективи подальших досліджень. Вагому роль у забрудненні навколишнього середовища з морських і річкових суден грають суднові енергетичні установки та двигуни внутрішнього згоряння, які використовуються як головні та допоміжні дизелі. В результаті здійснення кругового робочого циклу, як будь-який тепловий двигун, ДВЗ викидає в атмосферу випускні гази, рівень шкідливих речовин в яких сприяє на екологічну ефективність судна.

Забезпечення необхідних екологічних показників роботи суднових ДВЗ можливо шляхом використання альтернативних палив.

Експлуатація суднових ДВЗ супроводжується гострою проблемою екологічного забруднення довкілля

шкідливими і токсичними складовими продуктів згоряння палива.

Токсичність випускних газів дизелів визначається 0,02...1,00 % із загального обсягу, але у цю кількість входять речовини, які утворюються в результаті термічного синтезу з повітря при високих температурах (оксид азоту), а також продукти неповного згоряння палива (незгорілі вуглеводні, оксид вуг-

лецю, спирти, кетони, кислоти, перекису, сірчистий ангідрид, частинки вугілля і сажі, продукти конденсації і полімеризації). Крім продуктів згоряння палива, в випускних газах дизельних двигунів присутні продукти згоряння мастила – речовини, які утворюються з присадок до палива, а також тверді частинки.

Для зниження концентрації токсичних речовин у випускних газах ДВЗ доцільно використовувати наступні альтернативні палива :

- застосування водо-паливних емульсій, що забезпечує зниження концентрації NO_x (до 15,6 %) та C_nH_m (до 45,7 %) в випускних газах, а також рівня димності випускних газів (до 2,3 разу) ;
- використання етанолу та етаноло-паливних емульсій, це сприяє зменшенню вмісту NO_x на 29,4 %; зменшенню вмісту CO₂ на 8,6 %; зменшенню вмісту CO в 1,9 рази; але при цьому в 1,24 рази підвищується димність;
- використання ДМЕ сприяє зниженню витрат палива, а найголовніше – забезпечує покращення екологічних показників роботи дизеля, зокрема забезпечує майже 3-х разове зниження емісії NO_x та 2,5-ої разове зниження емісії CO;
- при роботі дизеля на ЕПЕ на 23 % зменшується вміст NO_x в ВГ; на 34,5 % знижується вміст CO, але в 1,6 рази збільшується димність ВГ.

Під час вибору виду альтернативного палива необхідно виконувати комплексне оцінювання його впливу на токсичні показники роботи дизелю. Найбільш ефективним і економічно доцільним заходом щодо зниження токсичності ВГ ДВЗ є застосування їх комбінованої очистки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Madey V.V. Usage of biodiesel in marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 18-21. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-18-21>.
2. Мадей В. В. Використання альтернативного палива в суднових середньообертових дизелях // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 45 - 53. doi: 10.31653/smf343.2021.41-53.
3. Sagin S., Karianskyi S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Tkachenko I. Impact of Biofuel on the Environmental and Economic Performance of Marine Diesel Engines. J. Mar. Sci. Eng. 2023, 11(1), 120. <https://doi.org/10.3390/jmse11010120>.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення міжнародних вимог під час проведення баластних операцій на морських судах

Постановка проблеми в загальному вигляді. Баластова вода приймається для забезпечення безпечної експлуатації судна під час рейсу. Така практика зменшує навантаження на корпус, забезпечує маневрену стабільність, покращує ходові якості, забезпечує стійкість та дотримання характеристик міцності судна. Судна проектуються та будуються для пересування по воді, маючи на борту вантаж, такий як нафта, руда, зерно і т.і. Тому, якщо судно здійснює плавання порожнім для приймання вантажу або вивантажило якийсь вантаж в одному порту та прямує до наступного порту заходу, на борт повинен бути прийнятий баласт для досягнення необхідних умов безпечної експлуатації. З 80-х років XIX століття як баласт використовується вода, завдяки чому з'являється можливість уникнути навантаження твердих матеріалів, що займає тривалий час, і потенційної небезпечної нестійкості судна в результаті зміщення баласту під час рейсу. Для суден деяких типів потрібна велика кількість водяного баласту, головним чином в таких рейсах, коли судно йде без вантажу, включаючи суховантажні судна, рудовози, танкери та судна для перевезення зрідженого газу. Під час навігаційних переходів в районах нестійкої погоди порожніми, деякі суховантажні судна приймають баласт не тільки в баластові танки, але також в один або кілька вантажних трюмів. Для інших суден, майже за всіх умов завантаження, потрібна менша кількість баласту для контролю стійкості, диференту та крену. До них відносяться контейнеровози, пороми, судна для перевезення генерального вантажу, пасажирські судна, пороми ро-ро, рибальські судна, плавучі рибозаводи та військові кораблі.

Схема переміщення живих організмів з баластними водами суден морського транспорту показана на рис. 1.

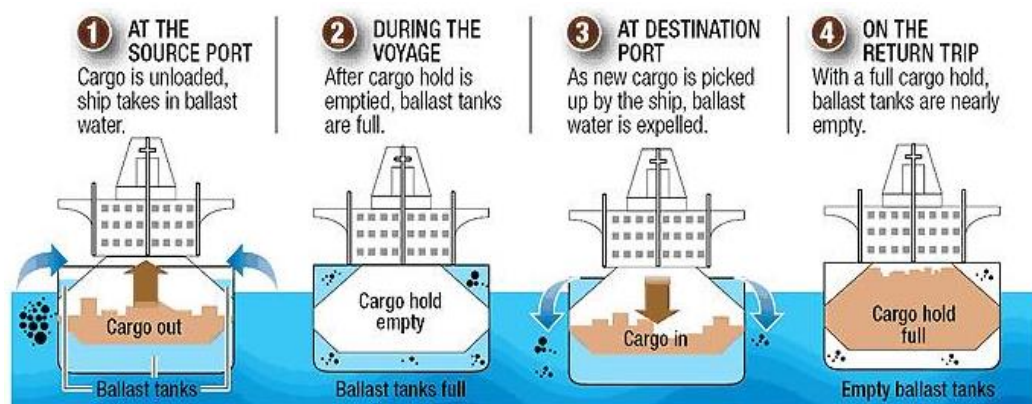


Рис. 1. Схема переміщення живих організмів з баластними водами суден морського транспорту

Чужорідні живі організми, що переміщуються через океани у водяному баласті суден, створюють значні проблеми для морського середовища, державного майна та здоров'я людини. На відміну від нафтових розливів та інших видів забруднення моря, що викликається судноплавством, екзотичні організми та морські види не можуть бути видалені шляхом очищення або поглинені океанами. Після розповсюдження в нових акваторіях їх практично неможливо ліквідувати, а тим часом вони можуть призвести до згубних наслідків. Таким чином, впровадження технологій, що попереджують зараження прибережних вод баластовою водою є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Боротьба з переносом водних організмів з водяним баластом є великим і важким завданням навіть для розвинених країн, тим більше вона є складною для країн, що розбудовуються, оскільки вимагає в першу чергу більших фінансових витрат. Для організації допомоги країнам, що розвивається в розв'язку питань, пов'язаних з водяним баластом, була створена спеціальна Всесвітня програма по обробці баластної води (Global Ballast Water Management Programme – Globallast) [2].

Оскільки баластування суден є в цей час невід'ємною частиною морських перевезень і уникнути цього процесу неможливо, основним шляхом припинення поширення небажаних мікроорганізмів є запобігання їх скидання із суден у портах. Відповідно до даних Американського Бюро Судноплавства, присвяченим процедурам зміни баласту, існує п'ять методів обробки баластної води для мінімізації ризику скидання небажаних організмів, причому кожний з них має свої недоліки [3].

Перший метод – виключення скидання баласту взагалі. Це самий надійний спосіб, він застосовується в тих випадках, якщо скидання баластових вод заборонений повністю. Зрозуміло, що цей спосіб не дуже практичний.

Другий шлях – зменшення концентрації морських організмів, що втримуються в прийнятому на борт водяному баласті. Це може бути досягнуте шляхом обмеження кількості прийнятого водяного баласту, а також шляхом вибору місць приймання баласту (не слід ухвалювати баласт на малих глибинах, районах застою води, поблизу від місць зливу стічних вод і днопоглиблювальних робіт і районів виявлення патогенних мікроорганізмів).

Третій метод полягає в обробці водяного баласту на борті судна. Уже розроблені певні технології цього процесу, рекомендовані Керівництвом ІМО по обробці баласту.

Четвертий метод – берегова обробка – на думку Американського Бюро Судноплавства має ряд переваг. Однак необхідно врахувати, що багато суден не мають можливості здавати водяний баласт на берегові прийомні спорудження. Що стосується портів, те далеко не все з них можуть надати судну відповідні прийомні спорудження. При цьому мало імовірно, що найближчим часом порти почнуть будувати прийомне встаткування для водяного баласту, маючи ще багато не вирішених проблем із прийомним устаткуванням, необхідним правилами Конвенції МАРПОЛ.

П'ятий метод полягає в зміні баласту у водах відкритого океану або його розведенні [4].

Постановка завдання. Метою дослідження є вибір найбільш сприятливого способу обробки водяного баласту, використання якого забезпечує виконання вимог програми Globallast.

Виклад основного матеріалу дослідження. Під час вибору методу обробки баласту завжди слід пам'ятати, що він повинен відповідати наступним критеріям: бути безпечним, економічним та ефективним, одночасно з цим він не повинен завдавати шкоди довкіллю.

В даний час в морській індустрії працює велика кількість фірм, що займаються розробкою і постачанням на судна систем по обробці та очистці баластних вод. Однією з таких фірм є фірма Panasia, яка розробила систему очищення баластових вод GloEn-Patrol. Схема системи GloEn-Patrol показана на рис. 2.

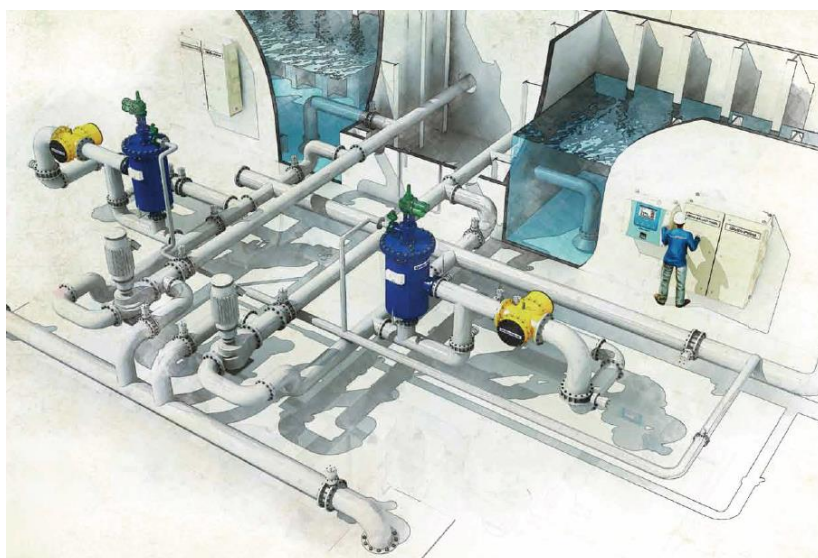


Рис. 2. Розташування механізмів системи GloEn-Patrol

Використовуючи на 100 % технологію фізичного очищення, GloEn-Patrol™ ефективно дезінфікує шкідливі мікроорганізми, що мешкають у водному середовищі, в тому числі і патогенні організми в баластній воді, виробляючи обробку без використання різних токсичних речовин як в процесі баластування, так і під час де-баластування.

Система GloEn-Patrol забезпечує фільтрацію баластних вод з фільтром 50 мкм з автоматичною зворотним промиванням і подальшу обробку баластної води ультрафіолетовим (УФ) випромінюванням. Під час прийому баласту система функціонує, очищаючи воду за допомогою двох блоків – фільтра та блоку УФ, а під час скидання баласту працює тільки блок УФ. Схема роботи системи GloEn-Patrol при баластировки і де-баластировки показана на рис. 3.

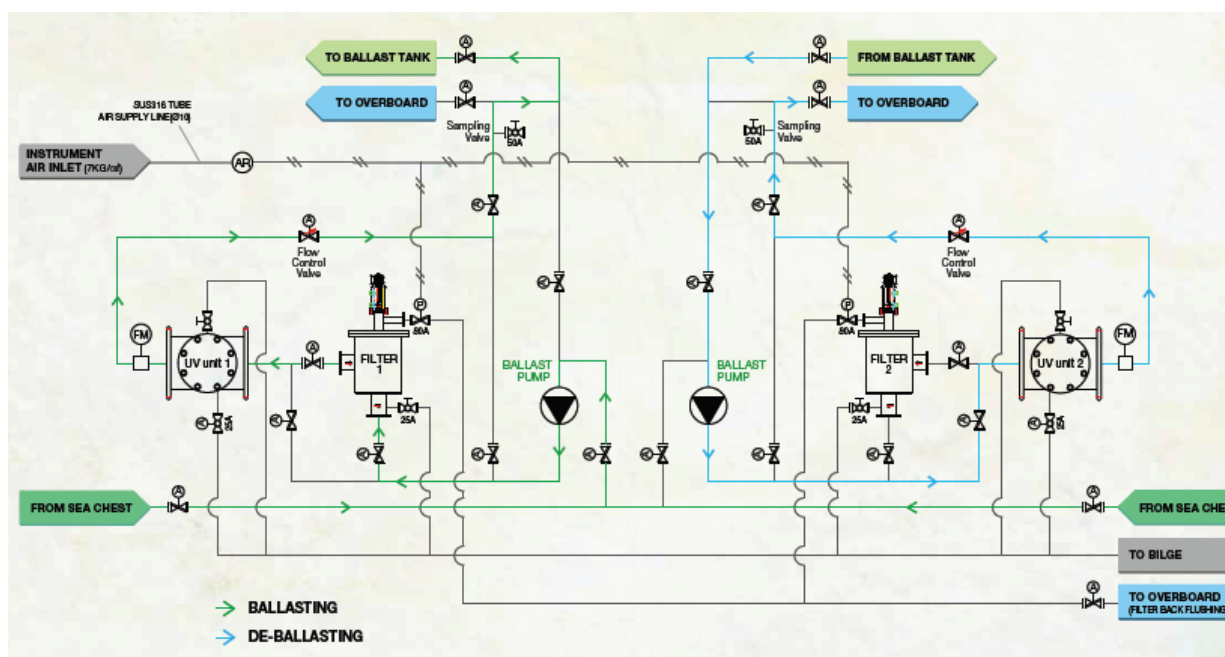


Рис. 3. Схема роботи системи GloEn-Patrol під час баластировки і де-баластировки

Залежно від характеристик судна система GloEn-Patrol може випускатися в різному виконанні (таблиця 1).

Таблиця 1. Технічні характеристики системи GloEn-Patrol

Модель	Пропускна здатність, м ³ /год	Модель	Пропускна здатність, м ³ /год
GloEn-P150	150	GloEn-P1000	1000
GloEn-P250	250	GloEn-P1200	1200
GloEn-P350	350	GloEn-P1500	1500
GloEn-P500	500	GloEn-P2000	2000
GloEn-P700	700	GloEn-P2500	2500
GloEn-P800	800	GloEn-P3000	3000

Фірма Panasia доклала максимум зусиль для придбання для GloEn-Patrol схваленої AMS (Альтернативної системи управління) від берегової охорони США, що дало зелене світло для компанії, що працює на ринку США, хоча існують різні технології і обладнання від інших виробників по всьому світу. Маючи такий дозвіл, судна, оснащені системою GloEn-Patrol™, тепер можуть заходити в порти США, незважаючи на запити від компаній управління водним транспортом, які оперують в Америці, в тому числі і в Сполучених Штатах. Крім того, Panasia GloEn-Patrol отримала сертифікат АТЕХ для вибухонебезпечного типу установок, таким чином, є можливість вводити в експлуатацію системи, призначені для роботи у вибухонебезпечному середовищі.

GloEn-Patrol™ – це комбінована система очищення, яка використовує переваги фільтрації і ультрафіолетового опромінювання. Ця технологія є найбільш привабливою по відношенню до навколишнього середовища і спроектована оптимальним чином для установки і роботи на судах будь-якого типу.

Фільтр не тільки перешкоджає проникненню організмів розміром більше 50 мкм, але також допомагає мінімізувати утворення відкладень в баластних цистернах, що вигідно для судноплавних компаній, оскільки дозволяє скоротити витрати на обслуговування і очищення баластових цистерн.

При попередньої обробки фільтр відсіває відкладення і організми розміром більше 50 мкм, а ті, розмір яких менше 50 мкм, знешкоджуються шляхом ультрафіолетового опромінювання.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Однієї зі екологічних проблем є проблема перенесення мікроорганізмів з баластними водами морських суден. Транспортування шкідливих морських організмів, що втримуються в баластних водах суден, – глобальна проблема охорони навколишнього середовища, що виявляє серйозний вплив на морські екосистеми, рибацтво й навіть на здоров'я людини в багатьох регіонах миру. Однією з технологій, що забезпечує виконання вимог програми Globallast, є суднова системи GloEn-Patrol, яка забезпечує очищення баластних вод завдяки їх ультрафіолетового випромінювання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Міжнародна конвенція про контроль суднових баластних вод й осадів та управління ними 2004 року / Ballast Water Management Convention(BWMC): Міжнародна морська організація; Конвенція, Правила, Форма, Міжнародний документ від 13.02.2004 з поправками. International Maritime Organization: веб-сайт. URL: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/BallastWaterManagement/BWMConventionandGuidelines.aspx>

2. Costello K.E. Assessing the potential for invasive species introductions and secondary spread using vessel movements in maritime ports / K.E. Costello, S.A. Lynch, R. McAllen, R.M. O’Riordan, S.C. Culloty // Marine Pollution Bulletin. – 2022. – Vol. 177. — Pp. 113496. DOI: 10.1016/j.marpolbul. 2022.113496.

3. Kim A.R. How to control and manage vessels’ ballast water: The perspective of Korean shipping companies / A.R. Kim, S.W. Lee, Y.J. Seo // Marine Policy. – 2022. – Vol. 138. – Pp. 105007. DOI: 10.1016/j.marpol.2022.105007.

4. Venkatnarayanan S. Survival and recovery of planktonic organisms in prolonged darkness and their implications on ballast water management / S. Venkatnarayanan, P.S. Kumar, V. Pandey, K. Ratnam, D.K. Jha // Journal of Experimental Marine Biology and Ecology. – 2022. – Vol. 549. – Pp. 151697. DOI: 10.1016/j.jenbe.2022.151697.

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ СЕУ

УДК 629.12.03:628.33

Белягинський М.С., Голіков В.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

Модернізація суднової системи очищення нафтовміщувальних вод

Модернізація суднової системи очищення нафтовміщувальних вод

Основним з головних завдань сучасності було і остається охорона водних ресурсів планети від забруднення нафтовою й нафтопродуктами.

Подальший розвиток судноплавства та зріст обсягів вантажоперевезень тягне за собою збільшення збросу нафтовміщувальних вод (НВВ) з суден.

В останні роки значне підвищення вимог до якості очищення НВВ у зв'язку з необхідністю строгого дотримання змісту «Міжнародної конвенції» по запобіганню забруднення з суден» (MARPOL 73/78 з додатками) задлякого вміст нафтопродуктів в очищених НВВ, що скидається з суден не повинен перевищувати 15 мл.⁻¹ або 1/150000000, і на сьогоднішній час складає суттєву проблему [1].

Актуальність магістерського дослідження виходить як з основних положень MARPOL 73/78 . так і з питання охорони навколишнього середовища відображених в Конституції України.

Тема дослідження обґрунтована за результатами огляду та аналізу судових НВВ, а також засобів і способів їх очищення.

Об'єкт дослідження представлений судновою системою для очищення НВВ-(СОНВВ).

Предмет дослідження представлений судовими НВВ

Мета дослідження полягає у мінімізації концентрації нафтопродуктів, які скидаються з судна в морську або річкову воду.

Гіпотеза дослідження полягає в тому що дослідження мети здійснюється зміною конструктивних особливостей СОНВВ і її елементів, керуємим впливом на НВВ та технологією водообробки.

Головне завдання роботи було спрямоване на формування перспективної СОНВВ.

Для її рішення треба було вирішити три **допоміжні задачі** аналізу: конструктивних особливостей судових СОНВВ; характеру взаємодії в термодинамічній підсистемі «нафтоактивуєча рідина (або фактор впливу)- вода»; технології обробки НВВ.

Рішення першої допоміжної задачі здійснено методом аналізу конструктивних особливостей судових СОНВВ, які повинні забезпечувати ступінь очистки від менш ніж 15млн⁻¹ Проаналізовані конструктивні особливості 20 установок очистки: «Фрам» (Голландія), «Фрамарин» (Голландія), «ПП Ма-

тік»(Швеція), «САРЕКС» (США), «GSF» (Німеччина), «Аквамарин» (Швеція), «Турболо» (Німеччина), «М10» (Японія), а також вітчизняних – «УСГК-0,4», «УКФ» «УСФА» та «Вікторія».

Результати аналізу установки «**Фрам**», яка працює дискретно в автоматичному режимі «сброс – зупинка», показали, що відмінною особливістю являється наявність коалесцируючого елемента перед останнім сепаратором. Це дозволяє більш ефективно здійснювати процес отстоювання за рахунок укрупнення мілких часток нафти в коалесцируючому елементі.

Однак, внаслідок наявності у НВВ великої кількості механічних домішок, це виробить до прискореного забруднення вищевказаного елемента і необхідності його частій заміни.

В установці «**Фрамарин**» застосовані модернізовані методи відстою і коасценції - використовуються гофровані пластини для відстійних та сдвоєний коалесцируючий елемент, що дозволяє підвищити ефективність очищення. Однак фільтроелемент регенерується, що ускладнює обслуговування та експлуатацію установки.

В установці «**ПП Матік**» вмонтовані відстійна та адсорбційна ступені. Причому, відстійна ступінь працює у вакуумному режимі, що дозволяє підвищити ефективність роботи установки внаслідок усунення вторинного емульгування НВВ в насосі. Однак при цьому ускладнюється процедура зливу нафтопродуктів із сепаратора та ряд інших суттєвих недоліків.

Установка «**САРЕКС**» складається з трьох послідовно включених коалесцируючих фільтрів з відстійними цистернами.

Суттєвим недоліком цієї установки є малий ресурс роботи коалесцируючих фільтроелементів.

Тому для підвищення ресурсу установки рекомендується використовувати перед включений фільтр, а також попередній відстій НВВ в збірній цистерні.

Установка «**GSF- 0,5**» зкомпонована з гравітаційного сепаратора, коалесцируючого фільтра та нагнітаючого гвинтового насоса. Експлуатація GSF установок показала що, вибрані розміри перетину кільцевих камер сепаратора виробляють до надлишково високим швидкостям руху НВВ. В результаті чого відділення нафтопродуктів виробить до недостатньої ефективності роботи. Окрім того коалесцируючі елементи недовговічні, їх ресурс не перевищує 30...50 годин.

Установка «**Аквамарин**» очищує НВВ методами відстою та коалесціювання. Деякі установки «Аквамарин» оснащені додатковим адсорбційним фільтром, що дозволяє досягти глибини очищення менш ніж 10 млн^{-1} Разом з цим матеріал фільтрів вимагає регенерації та заміни.

Установка «**Турбото**» має суттєві конструктивні особливості від попередніх установок. Окрім всмоктуючого НВВ відцентрового насоса, встановлений тонкостійний відстійник комбінованого типу. Спочатку НВВ проходять крізь паропідігрівачі з тарілчатими пластинами (відбійниками), а потім крізь перфорированну трубу нафтопродукти направляються на регенерацію, згоряння або утилізацію. Пластини забезпечують режим тонкошарового відстійника.

Краплини нафтопродуктів затримуються в них, укрупнюються і, коли сили Архімеда перевищують сили адгезії, впливають в верхню частину сепаратора. Коли товщина шару нафтопродуктів досягає заданої величини, відповідний датчик спрацьовує, здійснюється автоматичний скид видалених нафтопродуктів до суднової цистерни збору нафтопродуктів. Друга ступінь - коалесцируюча, а третя - адсорбційна.

Недоліком таких установок є неможливість регенерації і коалесцируючих елементів та їх періодична заміна. Для ліквідації недоліків рекомендується: зворотня промивка елементів теплою водою; злив накопичених нафтопродуктів в відстійну цистерну; заміна активного вугілля.

Установка «**М10**» яка працює по принципу відстою, коалесценції і фільтрації, відрізняється моноблочністю. Для підвищення якості очистки до 15млн^{-1} треба використовувати після сепаратора додатковий доочисний фільтр.

Установка «**УСТК-0,4**» має три ступеня очищення, працює по принципу відстою і коалесценції, а також реалізована у одному корпусі- моноблочно. Наявність великої кількості коалесцируючих елементів ускладнює конструкцію і експлуатацію установки.

Установка «**УКФ**» - багатоскладна. НВВ подається насосом послідовно крізь підігрівачі і фільтр механічних домішок в верхню частину сепаратора, де здійснюється попереднє відстоювання грубодисперсних нафтопродуктів, які періодично зливаються в нафтозбірну цистерну. Потім очищувальна вода, проходячи крізь спеціальну воронку, поступає в нижню частину сепаратора і проходить крізь шар коалесцируючої загрузки. Далі очищена вода проходить крізь адсорбційний фільтр, забезпечуючи концентрацію нафтопродуктів у очищеній воді менш ніж 15млн^{-1}

Установка «**УСФА**» - ще складніша: автоматизована, з фільтроелементом з гранул чавунолітейного шлаку, поліоліда та щебня.

Віддалення нафтопродуктів й промивка фільтроелемента здійснюється менш ніж через 0,5 годин.

Установка «**Вікторія**» в якості фільтроелементів застосовує скляні шарики сферичної форми, що дозволяє здійснювати ефективну регенерацію гранул і забезпечити рівномірну укладку й пористість гранул, внаслідок чого підвищується ефективність очистки НВВ.

Рішення другої допоміжної задачі пов'язане з аналізом характеристик НВВ, кількість яких в основному визначається водовміщенням та віком судна, потужністю енергетичної установки, а також залежить від технічного стану устаткування та від виконання правил його експлуатації [2]. Стан нафти у НВВ має велике значення для вибору способу очистки та розподіляється на: свободну нафту, нестабілізовані емульсії, стабілізовану емульсію, розчинну нафту та нафту, що покриває механічні домішки.

Свободна (чиста) нафта, щільність якої менше води, виробить до того, що нафта поступово спливає, створюючи шару на поверхні води. На поверхні нафта має властивості вихідної нафти, представляючи собою суміш па-

лива (60...80%) та олії (свіжої й відпрацьованої (15...40%) Щільність нафтопродуктів коливається від 890 до 990кг/м³ За часом властивості нафти та нафтопродуктів погіршуються.

Воднонафтові емульсії (нестабільні емульсії) які виникають від механічного впливу (хитамиця,промивка, пропарювання, вібрація, тощо) у вигляді подроблених краплин: первинної та вторинної емульсії.

Первинна емульсія містить краплини нафти діаметр, яких більше 10 мкм, і генерируется малообертовими нагнітачами НВВ об'ємного типу.

Вторинна емульсія має діаметр краплин менш ніж 10 мікрометрів і генерируется високообертовими нагнітачами.

НВВ знаходиться у взвішувальному стані і не відокремлюються в сепараторах відстійного типу. Видалити з води тонкодисперговані нафтопродукти набагато складніше чим грубо дисперсні. Тому необхідно включити фактори, спонукаючи їх створення.

Стабілізовані емульсії створюються завдяки застосуванню поверхнево-активних речовин (ПАР). ПАР уявляють собою молекули складені з олеофільних та гідрофільних кінцевих груп. Перші закріплюються в нафті, а другі в воді. Це створює навколо кожної краплі нафти захисну плівку, яка перешкоджає їх злипанню. Окрім того, наявність у НВВ ПАР знижує поверхнєве натягіння на межі розділу «нафта – вода», що призводить до сильного дробління краплин нафти даже при незначному механічному впливі.

Розчинена нафта (нафта і вода) - незмішувальні рідини. Разом з тим, це не зовсім так. Нафта частково розчиняється водою.Розчинність нафти в воді залежить, в основному, від вида нафтопродукта та від його щільності. Наприклад, розчинність бензинів складає біля 20...25мг/л, дизельного палива біля 5 мг/л, мазути практично не розчиняються в воді. Однак проблеми розчинності нафти і нафтопродуктів в воді на сьогоднішній день вивчена недостатньо повно з причин відсутності технології її виміру. Застосування ПАР збільшує розчинність нафтопродуктів. Вилучення нафтопродуктів з води здійснюється адсорбцією або азонуванням.

Нафта, що покриває домішки у вигляді пилу, піску, іржі, часток фарби, тощо. Ці частки вкриваються плівкою нафти, можуть відстоюватися, мати нейтральну плавучість,що знижує якість очищення НВВ, або плотно перекриває ходи коалесцируючих й фільтруючих елементів сепараторів, сутево знижуючи ресурс їх роботи.

Рішення третьої допоміжної задачі полягає в аналізі способів очистки НВВ, яка визначається ступенем очистки.

Способи очистки НВВ класифіцируется по характеру процесів, що використовуються: механічні, фізико-хімічні, хімічні та біологічні.

Спосіб відстоювання застосовує закон Стокса та принцип гравітаційного розподілення нафтоводяной емульсії. Це найбільш простий, надійний і економічний спосіб видалення нафти з води як в об'ємі відстійника так із поверхні тонкосінної поверхні при середній швидкості руху НВВ у відстійнику від 0,004 до 0,006м/с.

Спосіб коалесценції – багатопроцесний. На суднах застосовуються три процеси укрупнення та об'єднання краплинок нафти: глибинний, які здійснюються у пористому матеріалі фільтроелемента; поверхневий, коли коалесценція проходить на поверхні коалесцируючого матеріала; об'ємний, коли коалесценція здійснює об'єднання краплинок нафти при зіткненні.

Для інтенсифікації процесів застосовуються пористі круглі гранули комбіновані за щільністю та діаметрами, що підвищує ресурс коалесцируючого елемента.

Спосіб флотації коли краплини нафти злипаються з бульбашками повітря. В залежності від способу введення бульбашок в воду розрізняють механічну, пневматичну, напорну і електрохімічну флотації, які використовують аналогічні методи очистки нафти.

Спосіб адсорбції заснований на поглинанні дисперсних часток поверхнею адсорбера. Спосіб високоефективний і взмозі очищати НВВ до концентрації нафтопродуктів в менш ніж 10млн^{-1}

Спосіб азонування володіє високим ступенем очистки НВВ, але через загрозу отруєння та велике енергоспоживання застосовується рідко і край обережно, що вимагає від обслуговуючого персоналу спеціальної підготовки.

Спосіб біохімічної очистки заснований на здатності мікроорганізмів споживати нафтопродукти в об'єми найбільш 100млн^{-1} Внаслідок необхідності подачі у НВВ азотні, фосфорні та колоїдні домішки, а також чутливості мікроорганізмів до змін в складі й кількості очищеної води, тривалого терміну запуску, біологічні установки також не отримали широкого застосування на суднах окрім очистки судових стічних вод.

Рішення головного завдання полягало у досягненні кращої якості очистки НВВ у сепараційних установках. Для цього на лінії всмоктування НВВ встановлений нагнітач. При цьому зникає «вторинне» емульгування, що веде до створення мілких краплинок нафти, а перехід сепараторів на вакуумний режим, знижує концентрацію нафти на їх виході у 1,5...2,0 рази. З ціллю модернізації СОНВВ застосований ежектор за відповідною схемою. Таким чином в режимі очистки ежектор створює вакуум в сепараторі, а в режимі видалення надлишковий тиск. Тому в СОНВВ не виникає додаткового емульгування нафтопродуктів, здійснюється додаткове зниження їх концентрації в очищеній воді шляхом розбавлення робочою речовиною ежектора, що при малих габаритах сепаратної установки задовольняє вимоги MARPOL 73/78 з додатками.

Висновки

Подальша верифікація запропонованих конструкційних особливостей СОНВВ підтвердила доцільність модернізації, наукову значимість і практичну цілісність магістерської роботи, а також дозволила сформулювати її наукове положення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатація морського і річкового флоту: методи, технології: монографія/ Букарос А.О., Валенская Д.Б., Волянський С.М. та інші; за. наук. ред.. В.А. Голікова та О.А. Оніщенко.- Миколаїв: Іліон, 2022.-396с.

2. Загоруйко В.О., Голіков О.А. Суднова холодильна техніка/ підручник; під. заг. редакц В.О. Загоруйка.- Київ: Наукова думка, 2002.-575с.

3. Істомін В.І. Запобігання забруднення моря нафтою при експлуатації суден/ Навчальний посібник.- Севастополь: СевНТУ, 2003.-100с.

УДК 629.12.621.57(075.8)

Буряк М.С., Голіков В.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності експлуатації систем комфортного кондиціонування повітря

Інтенсифікація розвитку суднового машинобудування, зокрема холодної техніки, створює умови для подальшого удосконалення систем життєдіяльності, включаючи суднові системи комфортного кондиціонування повітря (СККП). На відміну від систем кондиціонування повітря (СКП), в інших помешканнях судна застосування (СККП) корінним чином змінює всю структуру енергоспоживання, виводячи на перше місце по енергоємності системи кондиціонування при вирішенні проблеми глобального потепління [1].

Актуальність магістерської роботи пов'язана з виконанням в останні двадцять років двох взаємопов'язаних проблем: якістю мікроклімату в приміщеннях та енергоспоживанням підсистеми підготовки повітря

Відомо [2], що мікроклімат приміщень характеризується комплексними показниками: температурою, відносною вологістю внутрішнього повітря, температурою внутрішніх поверхонь, огорожуючих поверхонь (стінок приміщення) рухомістю внутрішнього повітря та його якістю (складом). В свою чергу, перелічені параметри остаються частиною енергії, яка споживається СККП.

Основним напрямком по енергозбереженню в СККП, при обов'язковому забезпеченні в інших помешканнях комфортного мікроклімату для проживання, роботи та відпочинку, являється застосування технічних рішень та устаткування, визначення і підтримка оптимальних режимів роботи їх функціонування, які дозволяють ліквідувати або знизити збиткові енергозатрати [3].

Об'єкт дослідження представляє суднова СККП.

Предмет дослідження представляють тепломасообмінні процеси в СККП.

Мета дослідження полягає у оптимізації режимів роботи функціонування суднової СККП.

Гіпотеза дослідження виходять з філософського протиріччя між якістю та кількістю, тобто, чим вище комфортність помешкання тим більші витрати на енергоспоживання.

Головне завдання полягало у виборі оптимальних параметрів СККП на основі техніко-економічних показників функціонування системи.

Допоміжні завдання полягали у аналізі та розробці:

- умов теплопередачі огорожувальних поверхонь приміщення;
- впливу змінних теплових впливів на параметри приміщення;
- умов кондиціонування житлового помешкання за інтегрованими показником комфортності;
- моделі для проведення розрахункового експерименту.

Методи дослідження: спостереження, системний аналіз, імітаційне моделювання, графо-аналітичний, табличний, послідовних наближень, оптимізації.

Рішення першої допоміжної задачі засноване на законі теплопередачі – переноса теплоти між газами та рідиною через розділяючу їх багат шарну стінку.

Застосування теорії подібностей та методу спостережень були визначені статичні графо-аналітично-табличні залежності складових параметрів теплового комфорту в залежності від зовнішнього теплового потоку, при зміні конструкції огороження.

Рішення другої допоміжної задачі пов'язане з нестационарним навантаженням на жилі приміщення судна за часом. Характер щоденої зміни температури і інтенсивності сонячного випромінювання, як складових теплового навантаження, треба розглядати нестационарним (періодичний).

Відповідно теорії теплопередачі, тепловий потік крізь огорожувальні конструкції, може бути представлений у вигляді багатозамінної функції, та застосований апарат гармонічного аналізу [2].

В результаті вирішення другої допоміжної задачі розроблена методика визначення параметрів теплового комфорту на судні розкладених в ряд Фурє у вигляді двох гармонік.

Третя допоміжна задача дослідження цілеспрямована на автоматичну зміну одного або декількох параметрів мікроклімату, застосовуючи метод оцінки комфортності повітряного середовища в приміщенні по РТ(результуючої температурі).

В результаті рішення цієї задачі, яка пов'язана з розробкою системи автоматичного управління (САУ) СККП по РТ повітря отримані статистичний і динамічний характеристики приміщення, тобто його динамічну модель як об'єкт регулювання по РТ у вигляді передаточних функцій.

Четверте допоміжне завдання пов'язане з перевіркою отриманих аналітичних методів моделей приміщення, враховуючи характер взаємозв'язку

його параметрів методом експерименту. В середовищі MATLAB 6.5-Simulink методом найменших квадратів проаналізовані аналогові та цифрові моделі при поступових, стрибкободібних і імпульсних збуреннях та теплових навантаженнях.

Рішення головного завдання направлене на диспетчерський контроль функціонування суднової СККП, автоматизації, обробки вимірjuвальної та нормативної інформації, проведення необхідних обчислювань в процесі аналізу режимів роботи системи у вигляді спеціалізованого програмного обчислювального комплексу (ПОК). Створення комплексу вимагало створення методологічного апарату для визначення складу та вибору оптимальних параметрів СККП на основі техніко-економічних показників функціонування системи, яка враховує особливості її експлуатації.

В рамках створення ПОК на етапі пошуку оптимального конструктивно-компоновачного рішення використаний алгоритм оцінки функціонально-технічних показників систем і її агрегатів (підсистем).

Висновки

1. Існуючі технологічні рішення суднових автоматизованих СККП не заперечує взаємозв'язок технологічних систем і засобів управління при параметрах зовнішнього повітря, що відрізняється від розрахункових.

2. Вибір режиму і перехід з одного режиму на другий в центральному кондиціонері забезпечує використання I, t-E, d діаграмами.

3. Оптимізація режимів роботи СККП, досягається забезпеченням мінімально-неминучого споживання енергії та комфортного мікроклімату по РТ в кондиціонованих помешканнях судна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатація морського і річкового флоту: методи, технології: монографія/ Букарос А.О., Валенская Д.Б., Волянський С.М. та інші; за. наук. ред.. В.А. Голікова та О.А. Оніщенко.- Миколаїв: Іліон, 2022.-396с.

2. Загоруйко В.О., Голіков О.А. Суднова холодильна техніка/ підручник; під. заг. редакц В.О. Загоруйка.- Київ: Наукова думка, 2002.-575с.

3. Вичужанін В.В. Підвищення ефективності експлуатації суднової системи комфортного кондиціонування повітря при змінних навантаженнях: монографія.- Одеса: ОНМУ, 2009.-206с.

Особливості експлуатації судових теплообмінних апаратів

При створенні судових теплоенергетичних установок постійно виникає проблема зниження їх маси и габаритів. На теперішній час вона вирішується шляхом інтенсифікації процесів теплопередачі, що в свою чергу веде до зменшення необхідних теплопередаючих поверхонь теплообмінних апаратів (ТОА).

Відомо, що термічний опір стінки апарата зменшується при збільшенні коефіцієнта теплопровідності матеріала і зменшенні товщини стінки за умов збереження її міцності.

Актуальність магістерського дослідження полягає у пошуку раціональних шляхів використання, діагностики, обслуговування, ремонту та відновлення судових теплообмінників на протязі їх «життєвого циклу».

У самому загальному випадку по різні сторони теплопередаючих стінок ТОА знаходиться різні теплоносії, які мають різні властивості. Тому згідно законів Фур'є та Нусельта, коефіцієнт теплопередачі завжди менше самого малого з коефіцієнтів теплопередачі, тобто, проблема інтенсифікації стосується теплоносія з мінімальним коефіцієнтом тепловіддачі і чим більше різниця між чимі двома коефіцієнтами, тим актуальніше це питання.

Об'єктом дослідження стали судові енергетичні установки і їх системи.

Предметом дослідження - судови ТОА.

Мета дослідження полягає у забезпеченні підтримки ефективної роботи судових теплових енергетичних об'єктів та систем.

Робоча гіпотеза полягає у тому що при виборі оптимальних форм і розмірів поверхонь нагріву/охолодження теплообмінника вибране найвигідніше співвідношення між поверхнею теплообміну і витратами енергії на забезпечення руху носіїв в ТОА.

Головне завдання роботи полягало у визначенні особливостей експлуатації судових ТОА пов'язаних з: експлуатаційними відкладеннями на поверхнях ТОА та методами боротьби з ними; очищенням ТОА; псуваням труб; контролем герметичності та випробування ТОА.

Для вирішення головного завдання виникла необхідність рішення трьох допоміжних задач аналізу:

- експлуатаційних відкладень на поверхнях ТОА;
- методів очищення відкладень у ТОА;
- псування труб.

Рішення **першої допоміжної** задачі здійснюється як шляхом візуалізації так і аналізу окремо виділених груп: лужноземельні, залізо й мідно-окисні, органічні осадки й відложення, нагар, карбонов, та магнезіальна накип, сульфатна накип.

Результати аналізу вказали на негативний вплив перелічених груп та на процес теплопередачі у поверхонь ТОВА.

Друга допоміжна задача аналізу нов'язна з метдами очищення експлуатаційних відкладань на поверхнях ТОВА.

Методи розподіляються на: фізичні, ультразвукові, хімічні, осімічні, фізико-хімічні, гідродинамічні. Результати аналізу показали на високу ефективність ультразвукової очистки, а також позитивно впливає на навколишнє середовище.

Третя допоміжна задача присвячена аналізу псування труб ТОВА, які пов'язані з: корозією (електричною усталістю та розтріскуванням; ерозією (анодною та катодною) та вібрацією (механічною, гідродинамічною та ударною). Кожне з псувань - вібрація швидко, а корозія і ерозія повільно негативно впливають на якість поверхонь та з'єднань ТОВА. У малих дозах (впливах) вони захищають експлуатаційні поверхні ТОВА, використовуючи фарби та спеціально встановлений захисний бар'єр (анодний або катодний).

Рішення головного завдання є перевірка готовності ТОВА до експлуатації. Найбільш розповсюдженим способом іспитів на міцність та щільність остаються гідравлічні (гідростатичні) іспити, при яких перевіряють зварні шви, містять ущільнень роз'ємів, щільність та міцність як усього апарата так і окремих його елементів.

Досвід контролю міцності з'єднань показує, що надійність, перш за все, визначається впливом конструктивно - технологічних факторів. Тому відмова теплообмінника викликана порушеннями щільності з'єднань труб з трубними решітками, як правило, являється наслідком скритого дефекта виробництва і не залежить від стану середнього пояса закріплення.

Гідравлічні іспити проходять в умовах герметичності зовнішнього контура ТОВА. Незаглушеними остаються три отвори для заповнення апарата водою, випуском повітря та спуску води з нього. Тиск в апараті підвищується від 0,5 МПа до 1,5 МПа на протязі 5...10 хвилин, як і утримання його на максимальному рівні. Потім тиск знижується до робочого і утримується на протязі 2-х годин. При цьому тиск не повинен знижуватися більш ніж 15%.

Для гідравлічних іспитів застосовується вода з температурою не нижче 5°C. Тиск вимірюється двома мономерами, один з них контрольний.

Пневматичні іспити більш небезпечні ніж гідравлічні. Однак у випадках, коли гідравлічні іспити неможливі або утруднені, дозволяється проведення іспитів повітрям або інертним газом при тих же тисках та послідовності.

Більш чутливі іспити пов'язані з використанням гелієвих або галогідних теплопошукувачів ТОВА, які працюють при тиску нижче за атмосферний, витримуються від вакуумом не вище 5,3 кПа на протязі 12-ти годин.

Теплотехнічні іспити проходять для контролю в ТОВА температурі і тиску. Відносна похибка не повинна бути вище $\pm 1,5\%$ на протязі 15 хвилин

Висновки

Оптимальна ефективність експлуатації судових ТОВА забезпечується комплексом заходів конструкційної природного, організаційно-технічного та

технологічного характеру, які інтегровані техніко- економічними показниками.

Забезпечення тривалої експлуатації суднових установок і систем, зокрема ТОО, досягається безперервним контролем за станом їх роботи, обслуговуванням та ремонтом, який завершується відповідним іспитами.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1.Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатація морського і річкового флоту: методи, технології: монографія/ Букарос А.О., Валенская Д.Б., Волянський С.М. та інші; за. наук. ред.. В.А. Голікова та О.А. Оніщенко.- Миколаїв: Іліон,2022.-396с.

2.Загоруйко В.О.,Голіков О.А. Суднова холодильна техніка/ підручник; під. заг. редакц В.О. Загоруйка.- Київ: Наукова думка,2002.-575с.

3.ФедоровськийК.Ю.Теплопередача/підручник-Севастопіль:Вид. СНТУ, 2003.-302с.

УДК 629.5.048 + 681.58

Курінакі А. Д., Оніщенко О. А.

Національний університет "Одеська морська академія"

Використання сучасних принципів управління судновими системами кондиціонування

Система кондиціонування і вентиляції (СКВ), рис. 1, морського судна завжди піддається впливу збурень: температури забортної води, сонячного випромінювання, швидкості і температури повітряних потоків, мінливих температурно-вологісних умов всередині приміщень судна тощо.

Аналіз сучасних джерел інформації у галузі систем автоматизованого управління (САУ) складними технічними об'єктами доводить, що найкращим є для них застосування адаптивних і інтелектуальних методів управління. Однак питання однозначного вибору методики і подальшого синтезу контролерів таких систем є відкритим. Це стосується і для управління судновими СКВ - складними об'єктами управління, що мають нелінійні характеристики, піддаються дії різноманітних збурень (рис. 1) і, що головне, характеризуються змінними від різних збурень і умов експлуатації параметрами.

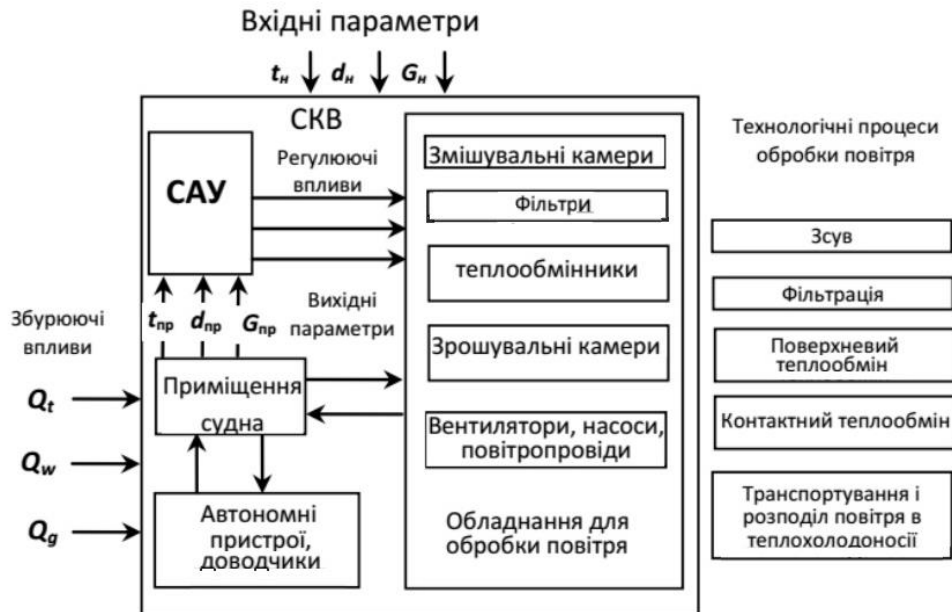


Рис. 1. Типова функціональна схема СКВ морського судна судна, як об'єкта управління: t_n , d_n , G_n – відповідно, температура, вологість, витрата зовнішнього повітря; $t_{пр}$, $d_{пр}$, $G_{пр}$ – відповідно, температура, вологість, витрата повітря в приміщенні; Q_t , Q_w , Q_g – відповідно, тепловий, вологісний та газовий потоки (навантаження)

Наприклад, відомо рішення (рис. 2), де на вході припливного повітря СКВ встановлена автоматична заслінка 1, яка при нормальному режимі роботи дозволяє підтримувати надлишковий тиск в приміщенні. При необхідності ця заслінка дозволяє герметизувати приміщення. Зовнішнє та зворотне повітря надходять до камери змішування 2, звідки суміш потрапляє до системи 3 підготовки повітря (СПП). Ця система підготовки складається з приладів фільтрації, охолодження, підігріву та зволоження повітря. Охолодження, підігрів та зволоження припливного повітря здійснюється стандартними для морської галузі технічними засобами. Підготовлене повітря за допомогою повітропроводів припливного повітря 4 подається до автоматичних заслінок 5. Алгоритм управління заслінками повинен (рис. 2) забезпечувати належну якість та комфортність повітря індивідуальних приміщень згідно з санітарними вимогами та уподобаннями членів екіпажу (пасажирів). Рециркуляція внутрішнього повітря забезпечується системою повітропроводів зворотного повітря 6. Температура і вологість повітря всередині приміщень судна є життєво важливими параметрами, від стабілізації значень яких залежить стан здоров'я екіпажу та пасажирів. СКВ, як складний об'єкт управління, має низку параметрів і характеристик, що істотно ускладнюють створення математичних моделей суднових СКВ [1].

Але алгоритми синтезу і налаштування контролерів таких СКВ і досить є різноманітними та залежать від проектувальника, можуть суттєво відрізнятися на різних судах [1, 2].

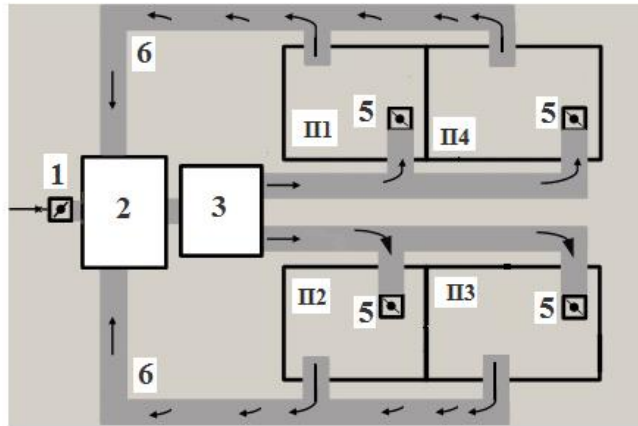


Рис. 2. Приклад розподілу повітря у приміщеннях судна

Типова спрощена схема регулювання температури припливного повітря наведена на рис. 3. З цього рисунку видно, що, температура припливного повітря змінюється внаслідок підмішування у теплообмінник тієї чи іншої кількості води із зворотного трубопроводу (через, наприклад, триходовий клапан) до води, що надходить у теплообмінник.

Для підтримки заданих параметрів повітря в обслуговуване приміщення подається припливне повітря з параметрами, відмінними від параметрів всередині приміщення. Перемішуючись з внутрішнім повітрям і витісняючи його, припливне повітря асимілює надлишкове тепло і вологу, підігріває і зволожує повітря приміщення.

Узагальнюючи огляд джерел інформації, слід підкреслити, що приміщення суден (кают, ходового містка і інші) характеризуються розосередженими показниками повітря, а математичний опис розосереджених параметрів і змінюваних характеристик дуже складний [1, 2].

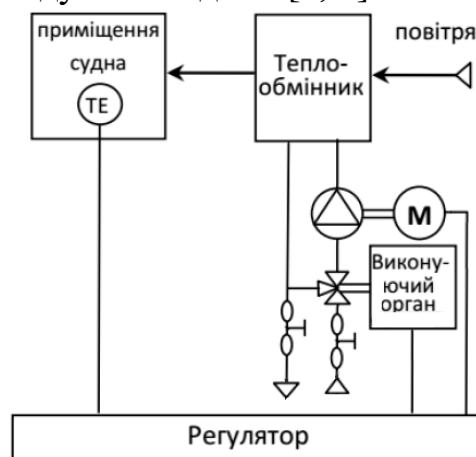


Рис. 3. Типова схема системи стабілізації температури припливного повітря

Саме тому, при вирішенні задач автоматизованого управління СКВ, необхідно застосовувати такі контролери управління, які для СКВ забезпечать властивості робастності до зміни параметрів об'єкта і його характеристик. Таке рішення дозволить не досить точно, з позицій математики, описувати власти-

вості об'єкта управління (каюти, містка тощо), але адаптивність до змін мінливих параметрів буде забезпечена за умови використання більш складних контролерів [2].

Автори пропонують використати для САУ суднових СКВ нечіткі (фаззі) контролери [3], які забезпечують достатню точність процесів регулювання, але потребують особливого підходу до їх синтезу. Саме такі питання і є предметом подальших досліджень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Василець Д. І., Козьмініх М. А., Онищенко О. А. Аналіз методів моделювання систем кондиціонування суднових приміщень. Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ "ХПІ", 2017. – № 7 (1229). – С. 24-29. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.04.

2. Волянська Я., Волянський С., Онищенко О. Використання інтелектуальних систем керування в електроприводах суднових допоміжних механізмів Перша міжн. науково-технічна конференція "Прогресивні технології засобів транспорту". – С. 145-146. – УкрДУЗТ, 2021.

http://ptzt.kart.edu.ua/images/filePTZT/Proc_PTZT_2021.pdf.

3. Melnyk O., Onishchenko O., Onyshchenko S. etc. Application of fuzzy controllers in automatic ship motion control systems International Journal of Electrical and Computer Engineering (IJECE), 2023, Vol. 13, № 4, pp. 3948-3957. doi: 10.11591/ijece.v13i4.pp3948-3957.

УДК 62.713.1

Соловйов Б. О., Онищенко О. А.

Національний університет "Одеська морська академія"

Удосконалення системи охолодження суднового двигуна

Постановка проблеми в загальному вигляді. При згорянні палива в циліндрах двигуна внутрішнього згорання лише деяка частина одержуваної при цьому теплоти перетворюється на корисну роботу. Решта теплоти – це неминучі теплові втрати. Приблизно половина втраченого тепла йде в атмосферу з продуктами згорання палива, решта передається деталям, що стикаються з гарячими газами. Якщо ці деталі не охолоджувати, робота двигуна стане неможливою і він вийде з ладу. Неможливим стане і використання мастила двигуна, оскільки мастило згорятиме. Щоб уникнути цього, всі деталі та вузли двигуна, що стикаються з гарячими газами, необхідно примусово охолоджувати. Обов'язковому охолодженню підлягають циліндри, кришки циліндрів та випускний колектор [1].

Однією з актуальних проблем у задачах охолодження суднових двигунів є збереження природних ресурсів та зменшення викидів шкідливих речовин. У цьому контексті важливим є розробка та впровадження екологічно чистих систем охолодження, які б використовували альтернативні джерела енергії, такі як сонячні батареї або вітряні генератори, або такі системи примусового охолодження, які забезпечують енергетичну ефективність процесів охолодження [3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Наукова спільнота та промисловість постійно вдосконалюють системи охолодження суднових двигунів з метою покращення їхньої продуктивності, надійності функціонування та ефективності. Деякі з ключових аспектів наукових досліджень у цьому напрямку включають наступні.

1. Використання новітніх матеріалів. Розробники систем охолодження роблять акцент на використанні новітніх, сучасних, матеріалів, які забезпечують кращу теплообмінну ефективність та міцність радіаторів і теплообмінників. Наприклад, використання алюмінієвих сплавів та спеціальних покриттів дозволяє підвищити теплопровідність та стійкість до корозії [2].

2. Ефективність охолоджувальних рідин. Розробка більш ефективних охолоджувальних рідин і антифризів сприяє суттєвому зниженню температури робочого середовища і підвищенню стійкості до перегріву [2].

3. Енергоефективність. Споживання енергії в системах охолодження є важливим аспектом загальної проблеми. Впровадження енергоефективних технологій, таких як електронні системи керування температурою, дозволяє знизити споживання палива та викиди шкідливих речовин [2].

4. Екологічна безпека. Урахування екологічних аспектів проблеми експлуатації суднових двигунів різних типів стає все важливішим, у тому числі з боку експлуатації їх систем охолодження. Розробка таких систем охолодження, які використовують альтернативні джерела енергії, використовують сучасні енергозбережні засоби регулювання і стабілізації температури, зменшуючи негативний вплив на навколишнє середовище, є актуальною темою науково-прикладних досліджень [2] у галузі морського транспорту.

5. Моніторинг стану та діагностика. Розробка і використання систем моніторингу та діагностики дозволяє виявляти проблеми в системах охолодження і уникати аварій та поломок. Це сприяє збільшенню надійності і зменшенню ризику витрат на ремонт [2].

Постановка завдання. Системи охолодження суднових двигунів можуть бути різними за типом і принципом роботи. Однак, незалежно від конкретної конструкції системи охолодження, основною метою охолодження є підтримання оптимальної для двигуна, з точки зору забезпечення його надійності, температури внутрішніх деталей і елементів. Перегрів може призвести до суттєвого зниження ресурсу двигуна, пошкодження його конструктивних елементів та зниження ефективності функціонування судна. Саме тому особливу увагу приділяємо забезпеченню енергоефективної стабілізації температури [1].

Виклад основного матеріалу дослідження. До технологічних і технічних заходів, що сприяють підвищенню ефективності охолодження двигуна належать наступні, визначені у результаті огляду літературних джерел [3].

1. Використання високоефективних радіаторів і теплообмінників, які забезпечують кращу теплообмінну ефективність, дозволяє значно покращити процес охолодження.

2. Використання спеціальних охолоджувачів і охолоджувальних рідин дозволяє допомогти знизити температуру робочого середовища.

3. Однією з інноваційних технологій у сфері охолодження суднових двигунів є використання електронних систем керування температурою. Ці системи дозволяють точно регулювати температуру охолодження в залежності від потреби двигуна. Наприклад, при великому навантаженні можна збільшити обсяг охолоджувальної рідини або збільшити оберти повітряного вентилятора для забезпечення кращого охолодження. Такі режими забезпечуються не лише за допомогою систем вентиляції у режимі "включено-вимкнено", а і за допомогою повністю регульованої подачі охолоджуваної рідини або повітря.

Пропонується останнє завдання вирішувати за допомогою регульованих за частотою обертання насосів або вентиляторів.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Подальші дослідження в галузі систем охолодження суднових двигунів можуть охоплювати різні аспекти і напрямки, які спрямовані на поліпшення ефективності, надійності та екологічної безпеки цих систем. Деякі визначені можливі перспективи подальших досліджень.

1. Використання відновлюваних джерел енергії. Розробка систем охолодження, які використовують відновлювані джерела енергії, такі як сонячні панелі, вітряні генератори або інші джерела енергії, може допомогти зменшити споживання палива та викиди CO₂.

2. Використання новітніх технологій охолодження. Дослідження та впровадження новітніх технологій, таких як магнітна охолоджувальна технологія або інноваційні, інших типів охолоджувачів, можуть покращити ефективність систем охолодження та зменшити витрати енергії.

3. Матеріали з низьким впливом на навколишнє середовище. Дослідження нових матеріалів, які мають низький вплив на навколишнє середовище і мінімізацію використання шкідливих хімічних речовин у системах охолодження.

4. Ефективність охолоджувальних рідин. Подальше вивчення та розробка і використання охолоджувальних рідин і антифризів з мінімальними впливами на довкілля та максимальною ефективністю охолодження.

5. Розвиток систем моніторингу та діагностики. Вдосконалення систем відслідковування та діагностики для вчасного виявлення проблем в системах охолодження та запобігання аваріям.

6. Екологічна безпека. Дослідження та впровадження більш екологічних методів утилізації тепла та охолоджувальних рідин, енергозбережних засобів

стабілізації температури, щоб зменшити негативний вплив на навколишнє середовище.

7. Роботи в області критично важливих агрегатів. Дослідження та розробка систем охолодження для критично важливих агрегатів, які вимагають найвищої стійкості та надійності, особливо двигунів для морських судів.

Подальші дослідження у наведених напрямках допоможуть покращити системи охолодження судових двигунів, підвищити надійність їх роботи, знизити витрати енергії, покращити ефективність та зменшити вплив на довкілля, що є важливим завданням в контексті сталого розвитку морського транспорту і суднобудування [1].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Максимук Д. В., Богданов М. С., Голіков В. А. Аналіз та оцінка ефективності роботи системи охолодження наддувного повітря у впускному ресивері судового малообертового дизеля абсорбційною бромистолітієвою холодильною машиною. Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41. - Одеса: НУ «ОМА», 2020.

2. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцев А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Т. 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. – Харків: Прапор, 2004. – 384 с.

3. Суворов П. С. Управління режимами роботи головних судових дизелів. - Одеса: ЛАТСТАР, 2000. – 238 с.

УДК 621.316.79:681.51

Абушаєв І. С., Онищенко О. А.,

Національний університет «Одеська морська академія»

Побудова моделей парокомпресорної холодильної установки для досліджень динамічних і енергетичних процесів

Проблема у загальному вигляді. Сучасний розвиток суднобудівної та транспортної промисловості вимагає постійного вдосконалення технічних рішень для забезпечення оптимальної ефективності суден та їхніх енергетичних систем. Одним із ключових аспектів є вивчення динамічних та енергетичних процесів в парокомпресорних холодильних установках, що є необхідними для забезпечення належного функціонування та комфорту на борту.

У цьому контексті виникає необхідність розробки спрощених структурних моделей парокомпресорних холодильних установок для проведення досліджень вказаних процесів, для визначення і забезпечення енергоефективної роботи установок [1-3].

Спрощена структурна модель. Спрощена структурна модель парокомпресорної холодильної установки передбачає виділення основних компонентів,

що визначають її функціонування. До основних входять: компресор, конденсатор, регулюючий дросель (експансійний клапан) та випарник (евапоратор). Кожен з цих елементів відповідає за певну фазу циклу холодильного процесу, і їхнє взаємодія керується системою управління для досягнення і стабілізації заданої температури, досягнення необхідного рівня ефективності [2-4].

Динамічні процеси. Динамічні процеси у парокомпресорній холодильній установці визначаються змінами параметрів, що відбуваються протягом робочого циклу, або при повільному типі регулювання продуктивності. Детальний аналіз цих процесів є ключовим для розуміння та енергетичній оптимізації роботи системи [4, 5].

1. Цикл холодильної установки.

Основою роботи парокомпресорної холодильної установки є холодильний цикл, який включає компресію, конденсацію, розширення та евапорацію. Розгляд динамічних змін в кожному з цих процесів дозволяє визначити ефективність та оптимальні (з позицій енергоефективності) параметри роботи установки.

2. Вплив змін тиску та температури.

Зміни тиску та температури в різних частинах холодильної системи впливають на роботу компресора, конденсатора, експансійного клапана та евапоратора. Важливо враховувати взаємодію цих факторів та їх вплив на продуктивність.

3. Моделювання динаміки системи.

Використання математичних моделей для опису динамічних процесів дозволяє визначити зміни параметрів у реальному часі, дозволяє оптимізувати за енергетичними критеріями роботу установки, синтезувати необхідні контролери. Моделювання є потужним інструментом для передбачення реакцій системи на різноманітні умови експлуатації [3-5].

4. Взаємодія з морським середовищем.

У морських умовах, де холодильна установка може експлуатуватися, важливо враховувати вплив морського середовища на динамічні процеси. Зміни в температурі води, тиск та інші фактори можуть впливати на ефективність системи.

5. Керування та оптимізація.

Розуміння динамічних процесів надає можливість розробки систем керування та оптимізації режимів за різними критеріями, та спрямоване на досягнення максимальної продуктивності та енергоефективності установки. Динамічні процеси у парокомпресорній холодильній установці визначають не тільки її ефективність та можливість адаптації до різноманітних умов експлуатації, а і надійність експлуатації. Точне вивчення цих процесів є ключовим етапом для покращення технічних характеристик суден та забезпечення надійності систем холодильної установки в умовах морського середовища.

Енергетичні процеси. Енергетичні процеси у парокомпресорній холодильній установці є ключовим елементом, оскільки вони визначають ефективність використання енергії та забезпечують оптимальну холодопродуктивність. Розглянемо основні аспекти енергетичних процесів:

1. Загальна енергетична ефективність.

Визначається відношенням корисно витраченої енергії для охолодження до загальної споживаної енергії системою. Важливо здійснювати постійний моніторинг холодильного коефіцієнту та підвищувати ефективність роботи всіх елементів установки для зменшення енергетичних витрат.

2. Оптимізація компресора.

Компресор, як ключовий елемент системи, використовує електричну енергію для створення тиску в паровому холодильному циклі. Вдосконалення дизайну компресора, впровадження технологій оптимізації конструкції, способів регулювання продуктивності дозволяють знижувати енергетичні витрати.

3. Теплообмін.

Ефективний теплообмін у конденсаторі та евапораторі є критичним для оптимальної, з точки зору енерговитрат, роботи установки. Забезпечення ефективного (бажано - контрольованого) теплообміну дозволяє зменшувати втрати енергії та забезпечує стабільну роботу всієї системи.

4. Експансійний клапан.

Регулює рівень розширення робочого рідинного охолоджувача. Ефективне управління експансійним клапаном дозволяє оптимізувати процес та забезпечує ефективне використання енергії.

5. Оновлення та інновації.

Впровадження новітніх технологій керування продуктивністю та матеріалів у парокомпресорні холодильні установки спрямоване на зниження енергетичних витрат, підвищення загальної продуктивності та покращення довговічності обладнання.

6. Використання відновлювальних джерел енергії.

Розвиток та дослідження можливостей використання відновлювальних джерел енергії для живлення парокомпресорних холодильних установок є перспективним напрямком для зменшення впливу на довкілля та рівняння енергетичного балансу.

Ретельне дослідження енергетичних процесів у парокомпресорних холодильних установках визначає ступінь їхньої досконалості, конкурентоспроможності та впливу на довкілля. Застосування новітніх технологій та стратегій енергозбереження є необхідним для створення ефективних, стійких до зносу систем холодильного обладнання в сучасному морському транспорті.

7. Узагальнений аналіз джерел інформації, доводить, що одним з ключових аспектів є ретельний огляд існуючих математичних моделей парокомпресорних холодильних установок. Попередні дослідження вказують на важливість вивчення динамічних та енергетичних характеристик систем охолодження з метою досягнення оптимальної ефективності установок за низкою

визначених критеріїв. Встановлення взаємозв'язку між компонентами системи та їхньою взаємодією є важливим етапом у розробці спрощеної математичної моделі холодильної установки.

Висновки

1. У контексті розгляду більш загальної теми дослідження "Спрощена структурна модель парокомпресорної холодильної установки для досліджень динамічних і енергетичних процесів", важливо виділити ключові аспекти та висновки, що виникають з попередньо проведених авторами досліджень:

а) технічні рішення та математичне моделювання, а саме, розробка спрощеної моделі парокомпресорної холодильної установки, надає можливість ефективного проведення багатоваріантного моделювання та аналізу динамічних та енергетичних процесів і оптимізації енергоспоживання;

б) вивчення динамічних та енергетичних процесів дозволяє визначити місця вдосконалення системи, яке спрямоване на зменшення енергетичних витрат та підвищення точності стабілізації температури;

в) ефективність функціонування установок в морських умовах, це розуміння взаємодії холодильної установки з морським середовищем і об'єктом охолодження, яке дозволяє враховувати умови експлуатації та забезпечити стабільність в різних режимах і може досліджуватися (та технічно реалізуватися у подальшому) за допомогою моделювання;

г) швидкий технологічний прогрес вимагає постійного оновлення технічних рішень та стратегій енергозбереження для відповіді на виклики сучасного морського сектору, вимагає необхідності постійного вдосконалення холодильних систем. Саме це досягається засобами моделювання;

д) дослідження можливостей використання відновлювальних джерел енергії для живлення холодильних установок вказує на перспективи розвитку екологічності та сталості енергетичного компонента системи, саме такі перспективи використання відновлювальних джерел енергії можливі за допомогою математичного моделювання енергетичних і динамічних процесів.

Слід відзначити, що комплексний підхід до теоретично-можливого удосконалення суднових холодильних установок, реалізований за допомогою математичного моделювання, відкриває нові можливості для практичного впровадження результатів в сучасному морському транспорті та підвищення його конкурентоспроможності.

2. Загалом, дослідження динамічних та енергетичних процесів у парокомпресорних холодильних установках ставить перед сучасною суднобудівельною галуззю завдання покращення технічних характеристик суден, забезпечення їх енергоефективності та сталого розвитку в умовах постійних змін та вимог.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бодюл О. І., Хмельнюк І. В. Екологічні характеристики холодильних установок. Холодильна техніка та технології, 2006, № 6. – С. 52-56.
2. Деменєв А. В., Данилов А. І. Оцінка показників якості агентів, використовуючи інфографічне моделювання. Інтернет-журнал «Наукознавство», № 1, 2013.
3. Онищенко О. А. Модель холодильної установки з автоматизованим електроприводом компресора. Холодильна техніка та технології. Зб. наук. праць між. наук.-техн. конф. "Енергоефективність '2005" (дод. до журн. від 14.10.2005). – С. 120-129.
4. Живиця Ю. В., Чумак І. Г., Онищенко О. А. Загальна постановка задачі комп'ютерного моніторингу для холодильних систем. Холодильна техніка та технології, № 4(96), 2005. – С. 17 (дод. до журн. Зб. наук. праць 4-ї між. наук.-техн. конф. "Сучасні проблеми холодильної техніки та технології". - С. 25-32.
5. Живиця Ю. В., Онищенко О. А. Управління промисловою холодильною установкою з використанням алгоритмів нечіткої логіки. Вісник КДПУ ім. М. Остроградського. Вип. 4(51), Ч. 2. – 2008. – С. 140-143.

УДК 629.5:621.4

Голубенко В.В., Нікольский В.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Модернізація засобів подачі змішаного палива дизельної енергетичної установки танкера - газовоза

В роботі системи подачі змішаного палива дизельної енергетичної установки танкера - газовоза в процесі утилізації випаровувань вантажу (LPG, LNG) в танках спостерігаються перебої, які обумовлені некоректною роботою клапану подачі газу, за рахунок чого відбувається «метанове ковзання» [1].

В роботі [1] було запропоновано використання «цифрової рідини», а саме заміна одного «великого» клапану на декілька «маленьких» клапанів у відповідності до принципу «мінімізації». Це дозволило при виході з ладу одного або декількох «елементарних» клапанів, відмикати їх без зупинки дизельної енергетичної установки. Використання такого способу подачі газообразного палива підвищило працездатність системи подачі змішаного палива в цілому.

В роботах [2-5] була запропонована заміна електромагнітного приводу клапану на п'єзоелектричний складальний стовп, використання якого дозволяє при однакових розмірах з електромагнітним приводом клапану розвивати зусилля в три рази більше. Але, як показано в роботі [6], таке рішення має один суттєвий недолік – невелика відстань, на яку складальний стовп пересуває рухомий кінець.

В роботах [7, 8] доведені приклади використання в звичайних автомобільних дизельних двигунах паливних форсунок з п'єзоелектричним приводом на складальному стовпі з важелем та без. Наявність важеля дозволяє суттєво збільшити відстань, на яку п'єзоелектричний складальний стовп здатний перемістити голку розпилювача форсунки.

В роботі [9] було запропоновано використання декількох складальних стовпів для відкриття одного «великого» клапана, а в роботі [7] запропоновано використання декількох клапанів – форсунок для управління подачею гідравлічної рідини для заміни пропорційного клапану FIVA – valve при керуванні ПНВТ.

Тому було прийняте рішення про модернізацію клапану подачі газу з п'єзоелектричним приводом на складальному стовпі за рахунок конструктивних змін та проведення дослідження його роботи з метою оцінки ефективності. Проведене імітаційне моделювання довело спроможність такої заміни та дозволяє стверджувати, що використання декількох цифрових клапанів з п'єзоелектричним приводом подачі газу дозволяє підвищити працездатність системи подачі змішаного палива дизельної енергетичної установки танкера – газовеоза.

Ключові слова: DFCU; PiezoStack; клапан подачі газу; змішане паливо.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. JUSSI PEURALA Model-based design, modelling and simulation of digital hydraulic GAS admission valve / Master of Science Thesis, 132 pages, 12 Appendix pages May 2014. [Internet]. Available from: <https://core.ac.uk/download/pdf/250162574.pdf>.

2. Нікольський В.В., Платонов А.В. Паливна система суднового дизель-генератора з п'єзоприводом клапану подачі газу // Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки: експлуатація і ремонт», 21.11.2019. – Одеса: НУ «ОМА», 2019. – С. 303-305.

3. Нікольський В.В., Лисенко В.Є., Нікольський М.В. Дослідження впливу властивостей і параметрів п'єзокераміки на рух актуатора в SIMINTECH. Тези VIII Міжнародної науково-технічної конференції «Датчики, прилади та системи – 2019» / Голов.ред. Ю.Ю. Бондаренко. – Черкаси: Видавець Третьяков О., 2019 – С. 64-69.

4. Нікольський В.В., Нікольський М.В., Лисенко В.Є. Модель п'єзоелектричного перетворювача клапану подачі газу в судновій дизель-генератор // Вісник Черкаського державного технологічного університету: технічні науки. – Черкаси: ЧДТУ, 2019. – №3. – С. 25 – 30.

5. Нікольський В.В., Лисенко В.Є., Нікольський М.В. Конструктивні рішення клапану подачі газу з п'єзоперетворювачами // Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки: експлуатація і ремонт», 21.11.2019. – Одеса: НУ «ОМА», 2019. – С. 306-310.

6. П'єзoeлектричний привід впускного клапану двопаливного ДВЗ: звіт з НДР: ДР № 0117U002744 / Керівник роботи В.В. Нікольський, відповідальний виконавець В.Є. Лисенко. К.: УКРНТЕІ, 2020 – 65 с.

7. Нікольський В.В., Оженко Є.М., Нікольський М.В., Коваль М.А., Євсєєв М.Д. Оцінка можливостей використання «цифрової рідини» в судових дизелях / Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. - Одеса: НУ «ОМА», 2021. – С. 234 - 247.

8. Сарамотін Є.О., Нікольський В.В. Підвищення працездатності системи електронного управління подачею палива судового малообертового дизеля MAN-B&W серії ME / Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт", 16.11.2022. – Одеса: НУ «ОМА», 2022. – С. 160-161.

9. Нікольський В.В., Нікольський М.В., Лисенко В.Є. Заява на Патент на корисну модель, Клапан подачі газу з мультискладальним п'єзостовпом. - № 149819, Заява U202103450, від 17.06.2021. Опубл. 08.12.2021, Бюл. № 49.

УДК 621.431.7.03-523.8-048.78

Кузьмінський Б.В., Нікольський В.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Модернізація системи моніторингу параметрів судового дизеля

Сучасні досягнення в галузі суднобудування, зокрема в застосуванні безпекопашних технологій, велика увага приділяється системам дистанційного моніторингу судових технічних комплексів та обладнання.

Так, на базі навчального машино-котельного відділення національного університету «Одеська морська академія» в 2021 році реалізований лабораторний навчальний стенд з дистанційного моніторингу аварійним дизель-генератором (АДГ) від компанії Kohler (модель 50EOZD, потужність 50 кВт) у морському виконанні [1]. Однак, особиста система управління і моніторингу не має можливості виводу основних параметрів на мобільні пристрої або віддалені персональні комп'ютери.

Крім того, слід зазначити, що в деяких випадках на судах не має можливості інтеграції в судову SCADA – систему таких пристроїв, як АДГ, оскільки вони є автономними пристроями. Але це не знімає вимоги можливості віддаленого моніторингу та управління такимим пристроями.

Зазвичай, до складу системи управління АДГ входять пульт управління та пульт дистанційного управління, який під'єднується за допомогою дротів.

З метою забезпечення віддаленого моніторингу роботи АДГ на сучасному технологічному рівні була поставлено мету завдання – забезпечити передачу інформації про стан АДГ до мобільного пристрою оперативного персоналу (вахтових механіків та суперінтендантів), які знаходяться, як поруч, так і на відстані у декілька тисяч миль.

В нашому випадку під'єднання до штатної системи управління АДГ не можливе, що привело до ускладнення завдання.

Нами запропоновано структурну схему системи віддаленого моніторингу параметрів та управління роботою АДГ, до складу якої крім самого АДГ входять програмно-логічний контролер, комп'ютери та мобільні пристрої. Для ускладнення завдання було висунуто вимогу застосування зв'язку між пристроями за допомогою інтернету та WiFi технологій.

При вирішенні поставленого завдання для контролю частоти обертів дизеля додатково на шків колінчастого валу був встановлений датчик обертів. Під'єднання програмно-логічного контролера до системи управління АДГ було виконано дротами через пульт дистанційного управління з дотриманням вимог електромагнітної сумісності.

При проведенні модернізації системи моніторингу з можливістю застосування віддаленого доступу до АДГ було використано обладнання компанії Phoenix_Contact (Німеччина), яке є в наявності в університеті, який, в свою чергу, приймає участь в освітній міжнародній програмі EduNet з 2010 року.

Для досягнення висунутої мети було використано контролер PLCnext Control AXC F 2152, який оздоблений Web-сервером, що працює під управлінням мови HTML 5, та може працювати зі SCADA - системами за допомогою OPC - технологій. Це дало змогу відтворення технологічних параметрів на мобільних пристроях від різних виробників, які працюють під управлінням операційних систем Android і IOS.

Для програмування було використане програмне забезпечення Programming software – PLCNEXT ENGINEER [2] від Phoenix_Contact.

Були розроблені віконні форми інтерфейсу каналу управління (пуск АДГ) і відображення обертів колінчастого валу АДГ.

Таким чином, поставлене завдання по модернізації системи моніторингу параметрів суднового аварійного дизель-генератора виконане. Команди Пуск / Стоп двигуна та відображення частоти обертання відтворюється на мобільних пристроях та персональних комп'ютерах.

Ключові слова: аварійний дизель-генератор, система моніторингу, Kohler, Phoenix_Contact, EduNet, PLCnext Control.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Голіков В.А., Нікольський В.В., Левінський М.В., Нікольський М.В., Слободянюк М.В. Модернізація системи віддаленого управління та контролю аварійного дизель-генератора навчального машино-котельного відділення / Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 44. - Одеса: НУ «ОМА», 2022. – С. 64 – 70.

2. Programming software – PLCNEXT ENGINEER [Internet]. Available from: <https://www.phoenixcontact.com/uk-ua/produkcija/programming-software-plcnext-engineer-1046008>

Підвищення працездатності системи електронного управління подачею палива суднового малообертового дизеля MAN B&W серії ME

Робота системи подачі палива суднових малообертових двигунів MAN-B&W серії ME в процесі експлуатації супроводжується збоями, які в деяких випадках обумовлені некоректною роботою пропорційного клапану FIVA – valve.

Для підвищення працездатності систем електронного управління подачею палива в двопаливних дизелях типу DF [1] було запропоновано використання «цифрової рідини», а саме заміна приводу на основі соленоїду у відповідності до принципу «мінімізації» на шість клапанів DFCU. Такий підхід дозволив, у разі збоїв у роботі одного «елементарного» клапану, відмикати його без зупинки двигуна. Крім того, в роботі в розгорнутій формі були доведені усі недоліки використання соленоїду.

В ряді досліджень кафедри технічної експлуатації флоту [2] було запропонований перехід від пропорційного клапану FIVA – valve на декілька «цифрових» клапанів з гідравлічним приводом [3] і на електромагнітному соленоїді [4]. Імітаційне моделювання довело, що система подачі палива з гідравлічним приводом не «встигає», а система управління з шістьма «цифровими» клапанами відповідає встановленим вимогам.

В роботі [5] запропонована заміна приводу FIVA – valve на базі соленоїду на шістьох «цифрових» клапанах з п'єзоелектричним складальним стовпом, як у форсунках звичайних автомобільних дизельних двигунів з п'єзоелектричним приводом на складальному стовпі з важелем (мультиплікатором), що дозволило суттєвого збільшити відстань, на яку здатний переміститися вільний кінець п'єзоелектричного складального стовпа. Проведене імітаційне моделювання довело спроможність такої заміни.

Так, як в роботі [2] вже використовувався лінійний двигун, нами пропонується заміна приводу FIVA – valve на DFCU з п'єзоелектричним двигуном. Розроблено конструкцію та проведено імітаційне моделювання роботи FIVA – valve з лінійним п'єзоелектричним двигуном.

Отримані результати дозволяють стверджувати, що використання п'єзоелектричного приводу подачі рідини до паливного насосу високого тиску на базі лінійного п'єзоелектричного двигуна дозволяють підвищити працездатність системи електронного управління подачею палива суднового малообертового дизеля MAN-B&W серії ME та на відміну від приводу на п'єзоелектричних складальних стовпах зменшити вагу та габаритні розміри всього FIVA – valve.

Ключові слова: малообертовий двигун; пропорційний клапан FIVA – valve; паливна система; насос безпосередньої дії; п'єзоелектричний двигун.

ЛІТЕРАТУРА

1. JUSSI PEURALA Model-based design, modelling and simulation of digital hydraulic GAS admission valve / Master of Science Thesis, 132 pages, 12 Appendix pages May 2014. [Internet]. Available from: <https://core.ac.uk/download/pdf/250162574.pdf>.
2. П'єзоелектричний привід впускного клапану двопаливного ДВЗ: звіт з НДР: ДР № 0117U002744 / Керівник роботи В.В. Нікольський, відповідальний виконавець В.Є. Лисенко. К.: УкрНТЕІ, 2020 – 65 с.
3. Лук'янчук А.А. Підвищення надійності електронної системи подачі палива суднового малообертового дизеля: маг. робота. – Одеса, 2020. – 90 с.
4. Коваль М.О. Підвищення працездатності системи електронного управління подачею палива суднового малообертового дизеля: маг. робота. – Одеса, 2021. – 95 с.
5. Сарамотін Є.О. Підвищення працездатності системи електронного управління подачею палива суднового малообертового дизеля MAN-B&W серії ME: маг. робота. – Одеса, 2022. – 105 с.

УДК 629.5:621.4

Денисенко В.О., Довиденко Ю.М.

Національний університет “Одеська морська академія”

Вплив кута випередження подачі палива на робочий процес дизеля

Головними параметрами процесу згоряння, що визначають потужність, економічність і надійність двигуна, є кількість палива, що згоряє в процесі розширення, величина й момент досягнення максимального тиску, середня швидкість наростання тиску.

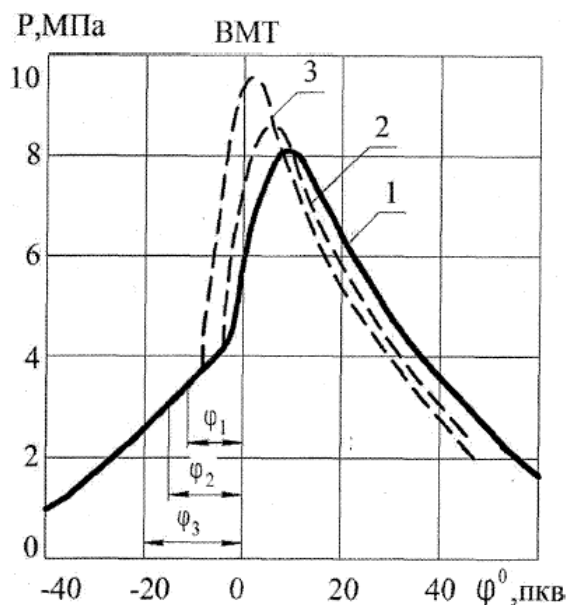
Необхідно відзначити, що середня швидкість наростання тиску характеризує плавність процесу згоряння. При малій швидкості наростання тиску двигун працює м'яко, без стуків, що збільшує його моторесурс. М'яка робота забезпечується при середній швидкості наростання тиску у двигунах: малообертових 2-3 кгс/см² на один градус обороту колінчастого валу (о. к. в.), в середньооборотних - 3-4 кгс/см² на один градус (о. к. в.). При середній швидкості наростання тиску, більшої ніж рекомендовано, двигун працює з підвищеним тиском згоряння, жорстко, зі стуками, що призводить до підвищених зносів, скорочення надійності. Тому жорстка робота двигуна неприпустима [1].

Система подачі палива дизеля повинна забезпечити заданий початок подачі палива на всіх експлуатаційних режимах, тому що момент початку подачі

палива в камеру згоряння дуже впливає на весь робочий процес дизеля, впливає на тривалість періоду затримки запалення, величину швидкості наростання тиску, максимальний тиск циклу, тривалість згоряння, тобто показники, що обумовлюють потужність, надійність, економічні й екологічні параметри дизеля. [2].

Кут випередження подачі палива дуже впливає на тривалість затримки запалення палива в камері згоряння й на всі показники робочого процесу дизеля. При більших кутах випередження подачі, паливо починає надходити в камеру, коли тиск і температура заряду в ній відносно невеликі, тому період затримки запалення збільшується, і більша порція палива подається в камеру згоряння до приходу поршня у ВМТ.

Також кут випередження подачі палива дуже впливає на процес згоряння. При занадто великому куті $\phi_i = \phi_3$ (мал.1) згоряння суміші починається занадто рано, створюється великий протитиск ходу поршня до ВМТ, швидкість наростання й максимальний тиск виявляються надмірно більшими, двигун перевантажується силами тиску газу й перегрівається, а його економічність не досягає оптимального значення. Занадто малий кут $\phi_i = \phi_1$ приводить до запізнювання розвитку згоряння, у цьому випадку потужність і економічність не досягають можливих значень. При куті $\phi_i = \phi_2$ виходить прийнятна швидкість наростання тиску й максимального тиску згоряння, найбільша потужність й економічність.



Мал.1 Графік зміни максимального тиску циклу залежно від кута початку подачі палива

Кут початку подачі палива повинен мати оптимальну величину для забезпечення найкращого протікання робочого процесу. Це залежить від способу сумішутворення, режимних умов роботи дизеля, конструктивних особливостей камери згоряння тощо.

У сучасних малообертових дизелях паливні насоси високого тиску (ПНВТ) обладнані системою VIT (Variable Injection Timing), для автоматичного регулювання кута випередження ПНВТ залежно від навантаження

двигуна. Відповідне налаштування системи забезпечує: підтримку максимального тиску згоряння на постійному рівні в діапазоні навантажень 80-100%; різницю максимального тиску згоряння та максимального тиску стиснення не більш 35 бар.; відносне підвищення тиску згоряння на пайових режимах.

В цілому це обумовлює високу економічність двигуна та зменшення динамічних навантажень.

Кут випередження змінюється за допомогою автоматичного переміщення втулки плунжера у вертикальному напрямку.

При низьких навантаженнях система не працює, що виключає часті зміни кута випередження. Зі збільшенням навантаження до 80% відбувається збільшення кута початку упорскування і інтенсивне наростання максимального тиску згоряння. Подальше збільшення навантаження для підтримки максимального тиску згоряння на постійному рівні забезпечується спрацюванням системи VIT на зменшення кута випередження.

Таке регулювання призводить до того, що на режимах близьких до номінального, початок упорскування палива припадає за верхньою мертвою точкою (ВМТ). При цьому індикаторна діаграма має виразний двогорбий характер, що являє собою відмінну особливість робочого процесу довгоходових малообертових дизелів [3].

Таким чином, регулюючи кут випередження упорскування палива можна впливати на вид індикаторної діаграми й на величину максимального тиску згоряння, щоб установити оптимальні показники потужності й економічності двигуна.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Варбанець Р.А., Ивановский В.Г. Визначення параметрів робочого процесу судових дизелів в експлуатації. //Вісник Одеського державного університету. – 2001 - № 6 – С.192-209.

2. Авт. Кол.; за ред. Фока А.А.- у 3-х т.- Одеса: Фенікс, 2008.

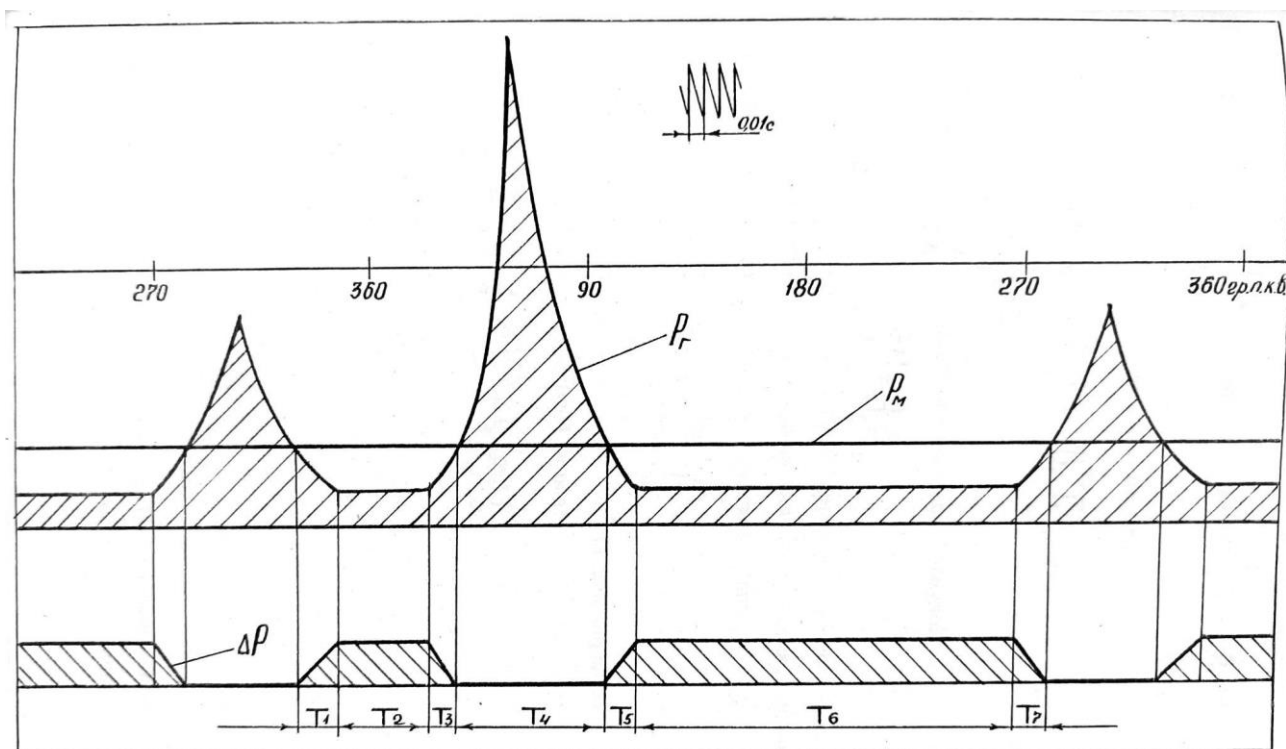
Звановський В.Г., Варбанець Р.А., Довиденко Ю.М., Барінов В.О. Особливості робочого процесу спердовгоходових дизелів MAN B&W. //Судноплавання. – 1998. - № 8-9. С. 86-89.

Національний університет «Одеська морська академія»

Теоретичне дослідження процесу подачі мастила під постійним тиском в циліндри малообертових двигунів.

Для опису процесу протікання мастила використані рівняння нестановленого ізотермічного руху в'язкої рідини (рівняння Стокса) та рівняння нерозривності у циліндричній системі координат (r, φ, z) .

З кривої зміни тиску газів, мал. 1, що діють на маслопровідний канал з врахуванням $P_{вх}$ - тиск мастила у нагнітальному маслопроводі перед дроселем визначається перепад тиску $\Delta P(t)$, під дією якого відбувається протікання мастила через дроссель.



Мал. 1. Осцилограма тиску мастила у нагнітальному маслопроводі та газів, що діють в області каналу

Величина $\Delta P(t)$ відмінна від нуля на шести із семи проміжків часу $T_1, T_2, T_3, T_5, T_6, T_7$. Причому на першому і п'ятому проміжках $|\Delta P(t)|$ збільшується до певних значень, на другому та шостому зберігає відповідні набуті значення, на третьому та сьомому зменшується до нуля. Зміна $\Delta P(t)$ з пробігом часу на проміжках T_1, T_3, T_5, T_7 може бути представлена лінійним законом з відповідним коефіцієнтом пропорційності, а на проміжках T_2, T_6 - відповідними постійними коефіцієнтами. [1]

Застосовуючи інтегральні перетворення Лапласа-Карсона за часом t , теорему Коші про відрахування та після проведення математичних перетворень, отримаємо вирази для V_1 , V_2 , V_3 :

$$V_1(r, t) = \frac{B_1}{\mu\nu} \left[(r^2 - a^2) \frac{r^2 - 3a^2 + 16vt}{64} - 2a^4 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{I_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right)}{\alpha_k^5 I_1(\alpha_k)} \cdot e^{\frac{-v\alpha_k^2}{a^2}t} \right]; (1)$$

$$V_2(r) = \frac{\Delta P_{max}}{4\mu l} (a^2 - r^2); (2)$$

$$V_3(r, t) = \frac{\Delta P_{max}}{4\mu l} (a^2 - r^2) - \frac{B_3}{\mu\nu} \left[(r^2 - a^2) \frac{r^2 - 3a^2 + 16vt}{64} - 2a^4 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{I_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right)}{\alpha_k^5 I_1(\alpha_k)} \cdot e^{\frac{-v\alpha_k^2}{a^2}t} \right]; (3)$$

де $B_{1,3}$ - коефіцієнт пропорційності перепаду тиску за часом на одиницю довжини каналу дроселя;

μ - динамічний коефіцієнт в'язкості мастила;

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості мастила;

a - радіус дросселя;

α_k - корені $I_0(\alpha)$, де $I_0(\alpha)$ - функція Бесселя першого рода нульового порядку.[1, 2]

Що стосується вираження швидкості протікання мастила через канал запірно-дроссельного органа на проміжках часу T_5 , T_6 , T_7 , то необхідно використати формули (1), (2), (3) для V_1 , V_2 , V_3 , в яких слід замінити T_1 на T_5 , T_2 на T_6 , T_3 на T_7 відповідно.

Для визначення об'єму мастила, що проходить через дроссель протягом одного циклу, необхідно помножити вираз швидкості на всіх проміжках часу на $2\pi r dr dt$ та проінтегрувати по r у межах від 0 до a , а по t відповідно у межах

$(0 T_1)$, $(0 T_2)$, $(0 T_3)$, $(0 T_5)$, $(0 T_6)$, $(0 T_7)$.

В результаті отримаємо:

$$F_1 = \frac{\pi a^4 \cdot P_{max}}{\mu \nu l T_1} \left\{ -\frac{2}{3} a^2 T_1 + 2\nu T_1^2 + 128a^4 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1 - e^{-\frac{v\alpha_k^2}{a^2}T_1}}{v\alpha_k^8} \right\};$$

$$F_2 = \frac{\pi a^4 \Delta P_{max}}{8\mu l} T_2;$$

$$F_3 = \frac{\pi a^4 \Delta P_{max}}{8 \mu l} T_3 + \frac{\pi a^4 \cdot P_{max}}{\mu \nu l T_3} \left\{ 2 \nu T_3^2 - \frac{2}{3} a^2 T_3 + \right. \\ \left. + 128 a^4 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1 - e^{-\frac{\nu \alpha_k^2 T_3}{a^2}}}{\nu \alpha_k^8} \right\};$$

$F_4 = 0$, а вирази для F_5, F_6, F_7 отримуємо з виразів для F_1, F_2, F_3 в яких слід замінити T_1 на T_5, T_2 на T_6, T_3 на T_7 відповідно.[3]

В результаті теоретичних досліджень гідродинаміки процесу витікання мастила у циліндри ДВЗ через канал дросселя при постійному тиску отримані рівняння, що встановлюють взаємозв'язок основних параметрів безлубрикаційного процесу маслоподачі з основними характеристиками запірно-дроссельного органу та експлуатаційними показниками роботи двигуна.

Отримані рівняння дозволяють встановити кількісний розподіл порції мастила за фазами його подачі, а отже, і витрату по обертам двигуна, що для систем, що досліджуються, представляється одним із головних показників ефективності їх роботи. Даний показник залежить від ряду змінних, величини яких змінюються у широкому діапазоні, що обумовлює необхідність виконання значної кількості розрахунків. Розроблено алгоритм та програма розрахунку процесу витікання мастила у циліндр двигуна при постійному тиску.

Розроблений метод та оцінка його похибки виконані на прикладі розрахунку по визначенню впливу перепаду тиску, під дією якого проходить витікання мастила на дзеркало циліндра, та характеристик запірно-дроссельного органу на витрату мастила по фазам.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Довиденко Ю.М. Вплив регулярності подачі мастила в циліндр малообертового двигуна на ефективність роботи циліндро-поршневої групи: дис. на здобуття наук. ступ. кандидата технічних наук: спец. 05.08.05 - суднові енергетичні установки та їх елементи. / Ю.М. Довиденко. - Одеса, 1989. - 162с.
2. Митрохін В.С., Вітюк В.Ф. Теоретичне дослідження гідродинаміки витікання масла в циліндр малообертового дизеля. - Одеса, 1980. - 10 с.
3. Пилюгін А.С., Богач В.М., Вітюк В.Ф. Теоретичне дослідження гідродинаміки витікання мастила в циліндри судового дизеля. - Одеса, 1986. -

Національний університет «Одеська морська академія»

Особливості паливopідготовки вторинної пари вантажу на газовозах

Використання зрідженого природного газу (ЗПГ) в якості палива для головних суднових двигунів, а також для виробництва електроенергії з метою забезпечення потреб на суднах під час стоянки в портах дозволяє зтримувати зростання забруднення і виконувати жорсткі екологічні обмеження. Екологічний аспект переходу на використання ЗПГ є визначальним при виборі конкретного шляху виконання вимог конвенції МАРПОЛ 73/78. Економічні переваги зрідженого газу дозволяють в прийнятні терміни окупити витрати на пристосування судна до роботи на ЗПГ, на технологічне обладнання та вартість бункерування. [4]

Результатом роботи двигуна внутрішнього згорання на природному газі є низькі викиди вихлопних газів в навколишнє середовище через відсутність в паливі забруднювачів. Метан, головний компонент природного газу, є високоефективним вуглеводневим паливом. Таким чином, в режимі роботи двигуна на газі викиди CO₂ знижуються на 20% в порівнянні з роботою двигуна на залишкових сортах палива. Відповідно знижуються викиди NO_x на 85 - 90%, в той час як викиди SO_x практично зникають. Більш того, відсутні видимий дим, шламові осадження, викиди свинцю, викиди бензолу знижуються на 97%. [2]

Крім екологічних аспектів в даному випадку дуже важливі і економічні. Перехід на газове паливо на суднах забезпечує зниження експлуатаційних витрат за рахунок низької вартості газу, менших витрат на ТО і т.д.

На сьогоднішній день реалізовані дві технології спалювання газового палива в суднових малооборотних двигунах, які зручно класифікувати по тиску подачі газу в циліндр. [1]

Подача газу при високому тиску здійснюється при положенні поршня поблизу верхньої мертвої точки (ВМТ) і реалізована в двигунах MAN B & W серії ME-GI. Технологія подачі газу при низькому тиску заснована на спалюванні збіднених газоповітряних сумішей і реалізована в двигунах Winterthur Gas & Diesel Ltd (WinGD) DF і RT-flexDF.

Перед двигуном газ фільтрується, тиск в газопроводі регулюється в залежності від навантаження двигуна (8 кгс / см² на повному навантаженні). Далі газ направляється до головного впускного клапана, встановленого в кришці циліндра. Керуючі імпульси на клапани подаються від електронного блоку управління, який, в свою чергу, отримує інформацію від датчиків обертів, навантаження, тиску та температури наддувного повітря і датчика контролю згорання в кожному циліндрі. [1]

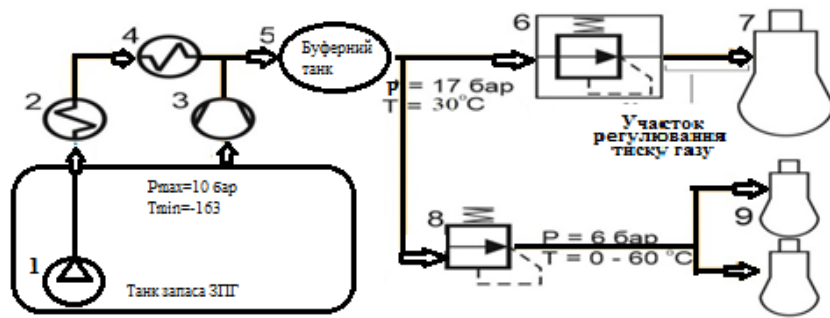


Рис. 1. Загальна принципова схема підготовки і подачі газу в двигуна WinGD DF: 1 - насос; 2 - випарник; 3 - компресор; 4 - підігрівач; 5 - буферний танк; 6 – Газо - клапанный блок (ГКБ); 7 - головний двигун; 8 - редукційний клапан; 9 - допоміжні двигуни

У двигунах MAN B & W серії ME-GI газове паливо подається в циліндри під високим тиском. В даному двигуні використовується ідея досягнення необхідного тиску за рахунок стиснення ЗПГ, а потім його газифікації [3] (рис 2). Стиснення ЗПГ до необхідного тиску відбувається в трьох-плунжерні насоси високого тиску (НВТ). До НВТ скраплений природний газ подається живильним насосом. При цьому ПВГ з газового танка подається у випарник компресором високого тиску малої продуктивності. Витрата і тиск в системі регулюються частотою обертання насоса від приводного електродвигуна, що дозволяє досягати необхідного тиску при змінному навантаженні ГД. Незважаючи на те що змінюється витрата, тиск в системі підтримується постійним за допомогою досить складної системи регулювання. [8]

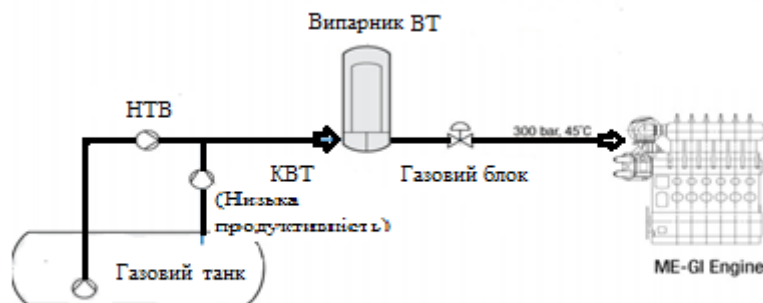


Рис. 2. Загальна принципова схема підготовки і подачі газу в двигуні MAN B & W ME-GI

Технологія спалювання газового палива в ГД не впливає на вибір танків запасу ЗПГ, проте принципово визначає систему паливopідготовки. Для двигунів з низьким тиском подачі газу досить відцентрового криогенного насоса, і випарника низького тиску, тоді як для двигуна з високим тиском необхідний насос високого тиску (НВТ) плунжерного типу і відповідний випарник. [1]

Висновки

1. З урахуванням сучасних екологічних вимог і постійним зростанням цін на залишкові сорти палива, Пропульсивний комплекс з двотактним газо-дизелем є черговим еволюційним рішенням.

2. Існуючі на сьогоднішній день технології використання природного газу в судових малообертових двигунах принципово різні. З точки зору динамічних і потужних показників очевидними перевагами володіє технологія подачі газу під високим тиском. Однак, екологічні характеристики, капіталовкладення та експлуатаційні витрати значно краще у двигунів з низьким тиском подачі газу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Чепаліс І.В. Проблеми стійкої роботи газодизеля при використанні природно випарувався вантажу метановозів як палива / Вісник ГУМРФ. - 2015.
2. Чепаліс І.В. Козьмініх М.А. Вплив економічних та екологічних факторів на вибір пропульсивного комплексу сучасних метановозів // Конф. : "Енергетика судна: експлуатація та ремонт", 2015
3. Чепаліс І.В. Аналіз систем подачі природного газу в двотактні газодизелі на судах-метановозах // Технічні гази, 2016. - № 3. - С. 65-70.
4. Костильов І. І., Коняєв Д. В. Бункерування як фактор стримування застосування газового палива на судах // Вісник ГУМРФ. - 2016.
5. Christos Frangopoulos George Dimopoulos. A dynamic model for liquefied natural gas evaporation during marine transportation. // International Journal of Thermodynamics - 2008.
6. R.F. Barron Cryogenics systems Oxford University Press, 1985.-406p.
7. International Code of Safety for Ships Using Gases or other Low-Flashpoint Fuels (IGF Code)
8. Project Guide "ME-GI Dual Fuel MAN B & W Engines" [Електронний ресурс]: <https://marine.mandieselturbo.com>

УДК 629.12.565.3

Дікусар В. Є., Ерський В. О., Козьмініх М.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення надійності холодильного обладнання рефрижераторного контейнеру за рахунок використання навантаженого резерву

Вибір напрямку досліджень обумовлен передусім стійкою тенденцією зростання морських контейнерних перевезень, у тому числі і рефрижераторний контейнерів. Водночас, питання надійності холодильного обладнання в умовах морського судна залишається на одному з найважливіших місць. Оскільки відмова холодильної установки в період знаходження на борту судна може викликати псування вантажу і спричинити штрафні санкції до перевізника.

В якості об'єкту визначеного для детального розгляду обрано питання технічного стану холодильної установки. Головне призначення холодильної установки рефрижераторного контейнеру полягає у забезпеченні та підтримці необхідного температурного режиму у вантажному об'ємі, при цьому температура залежить від виду вантажу, що перевозиться та зовнішніх умов.

Обираючи обладнання необхідно визначити в якості базового експлуатаційного режиму режим що відповідає найбільш низькій температурі об'єкту, і з урахуванням того, що в рефконтейнерах використовуються повітряні конденсатори, найвищої температури навколишнього повітря. Враховуючи наявність різних схем і конструктивних рішень холодильних установок рефрижераторних контейнерів, зупинитися на аналізі найбільш поширених 3-х схемах, таких як MITSUBISHI, TRANSICOLD і THERMOKING.

Особливості згаданих конструкцій можливо проаналізувати за допомогою наведених нижче малюнків.

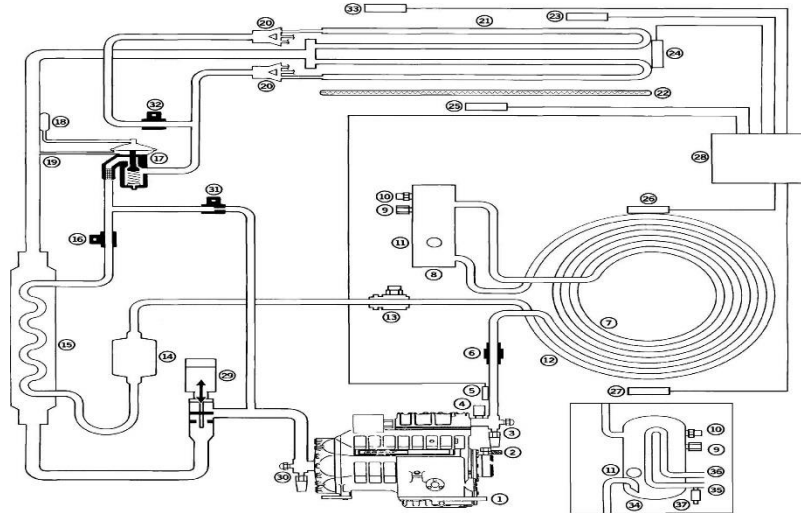


Рис. 1. Принципова схема установки Thermo King

Компоненти системи охолодження:

1 - компресор; 2 - лінія наповнення/зливу масла; 3 - нагнітальний вентиль; 4 - реле високого тиску; 5 - температурний датчик лінії нагнітання компресора; 6- контрольний вентиль конденсатора; 7 - теплообмінник конденсатора; 8 - ресивер; 9 - плавкий запобіжник (високий тиск); 10 - роз'їм для обслуговування ресивера; 11 - оглядове скло; 12 – переохолоджувач конденсатора; 13 - вентиль на рідинній лінії; 14 - осушувач (фільтр-осушувач); 15 - теплообмінник; 16 - соленоїдний вентиль; 17 – розширювальний клапан (трв); 18 - чутливий елемент трв; 19 - зрівняльна лінія; 20 – дистриб'ютор; 21 - котушки випарника; 22 електричні обігрівачі; 23 - датчик поворотного повітря; 24 - датчик розморожування; 25 - датчик припливного повітря; 26 – датчик конденсатора; 27 - датчик навколишнього середовища; 28 - mp-3000 контролер; 29 - kvq-вентиль (регулятор тиску випарника); 30 – всмоктуючий вентиль; 31 - вентиль рідкого упорскування; 32 – осушувальний електромагнітний клапан; 33 - датчик вологості; 34 - конденсатор-ресивер з водяним охолодженням; 35 - муфта подачі води; 36 - муфта виходу води; 37 - реле тиску води.

Виключно позитивними сторони цієї схеми:

- передова конструкція холодильної системи;
- контролер, що дозволяє зручно регулювати необхідні параметри;

- опціональне наявність функціональних елементів системи, що дозволяють безпечно і безперебійно оперувати системою.

Як переваги конструктивно-схемного рішення запропонованого фірмою Mitsubishi можуть бути поіменовані такі:

установка має передові і загальноприйняті методи регулювання холодопродуктивності;

можливість регулювання енергоспоживання є вагомим аргументом з точки зору економії;

застосування електронного дросельного вентиля веде до підвищення точності регулювання.

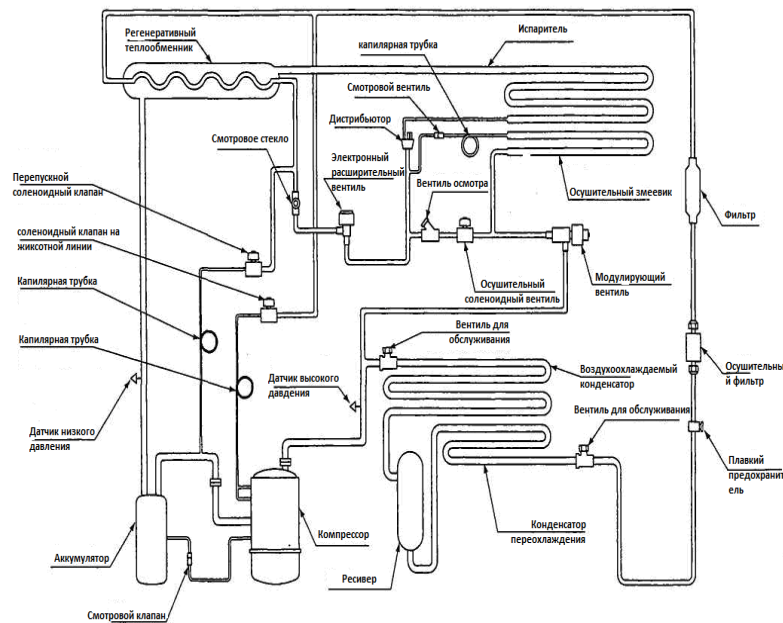


Рис. 2. Принципова схема холодильної установки Mitsubishi.

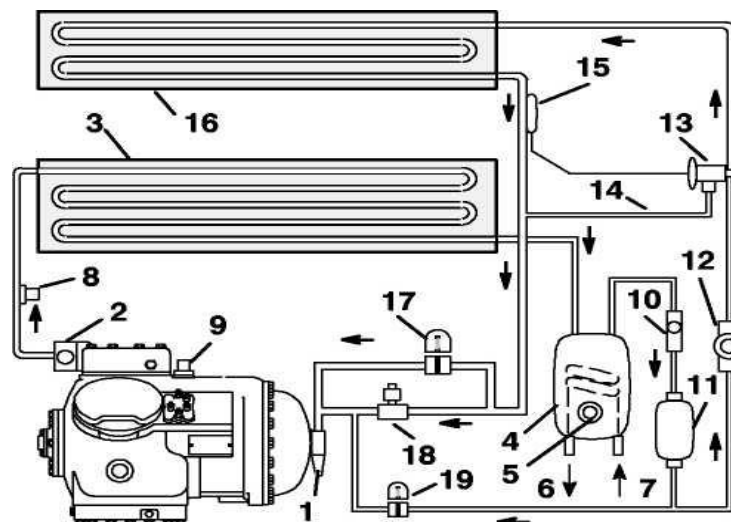


Рис. 3. Схема установки Carrier transicold

Складові установки Carrier transicold: 1 - всмоктующий вентиль; 2 - нагнiтальний вентиль; 3 - конденсатор з повітряним охолодженням; 4 - конденсатор з водяним охолодженням

(або ресивер); 5 - оглядове скло; 6 - вихід води; 7 - вхід води; 8 - запобіжний вентиль (сторона високого тиску); 9 - запобіжний вентиль (сторона низького тиску); 10 - клапан рідинної лінії; 11 - фільтр-осушувач; 12 - індикатор вологості-рідина; 13 - розширювальний вентиль; 14 - урівнює лінія; 15 - чутливий елемент; 16 - випарник; 17 - всмоктуючий електромагнітний вентиль; 18 - модулюючий електромагнітний вентиль; 19 - гасящий вентиль (електромагнітний або термостатичний).

До достоїнств розглянутої схеми можна віднести:

- традиційну і просту в обслуговуванні схему холодильної машини,
- гнучку систему настройки регульованих параметрів.

До недоліків:

- відсутність очевидних переваг над установками того ж типу та вартості.

Суднові холодильні установки різного призначення в даний час експлуатуються велику частину часу без безпосереднього втручання оператора. Внаслідок чого кваліфіковане технічне обслуговування стає можливим тільки при заході судна в порт має відповідну технічну базу і фахівців, у зв'язку з цим питання надійності суднових холодильних установок та систем охолодження продовжують залишатися актуальними. Одночасно необхідно враховувати особливі вимоги до надійності цих об'єктів, зумовлені специфікою умов експлуатації.

Під надійністю слід розуміти властивість об'єкта зберігати в часі працездатність в заданих умовах застосування, технічного обслуговування, ремонту, зберігання і транспортування називають.

Для визначення надійності об'єктів необхідно розглянути кількісні характеристики цієї властивості, які називають показниками надійності. Для холодильного обладнання вибирають показники надійності характеризують три властивості - безвідмовність, довговічність і ремонтпридатність.

Оскільки на суднову холодильну установку, як правило, діють недетерміновані фактори, то і стан її буде невизначеним.

При вирішенні завдань забезпечення надійності складних систем, що складаються з великої кількості ланок, коли кожна ланка може мати відмінну від сусідніх схему і властивості, процедура розрахунку показників надійності досить складна. Як правило, реальна система має таку структуру сполуки та взаємодії елементів, яка не може бути зведена ні до паралельно-послідовною, ні до послідовно-паралельної схемами для яких розроблено принципи розрахунку показників, що визначають надійність.

У зв'язку з цим при вирішенні задач надійності в складних системах доцільно використовувати логіко-імовірнісний розрахунок за допомогою дерева відмов. Розглянутий метод заснований на логіко-ймовірнісній моделі причинно-наслідкових зв'язків відмов системи з відмовами її елементів та іншими подіями (впливами).

При аналізі виникнення відмов, дерево відмов складається з послідовностей і комбінацій порушень і несправностей і являє собою багаторівневу графологічну структуру причинних взаємозв'язків, отриманих в результаті простежування небезпечних ситуацій у зворотньому порядку. Доцільно виділяти

складові частини системи (вузли холодильної установки) ймовірність безвідмовної роботи яких нижче ніж в інших і, розглядаючи їх більш детально, визначати період нормальної роботи для всієї установки.

У розглянутому способі реалізований дедуктивний метод (причини-наслідку), що наділяє метод самими серйозними можливостями по пошуку кореневих причин відмови системи, так як дає наочну і докладну схему взаємозв'язків елементів і подій, які впливають на їх надійність.

При використанні дерева відмов слід враховувати, що воно являє собою схему булевої логіки, на якій показують тільки два стани: Робочий і відмова, важко врахувати стан часткової відмови, оскільки при використанні методу вважають, що система знаходиться або в справному стані, або у стані відмови.

До головних частин холодильної установки рефрижераторного контейнера відносяться:

- компресора ;
- Повітряний конденсатор;
- Повітроохолоджувач;
- Регенеративний теплообмінник (РТО);
- Ресивер – водяний конденсатор;
- Терморегулюючий клапан (ТРВ);
- «Регулюючі клапана» ;
- Мікропроцесор;
- Фільтр – осушувач.

Зі всіх вузлів холодильної установки рефрижераторного контейнера найчастіші відмови пов'язані з виходом з ладу компресора. Середній робочий час складає 50%. Статистичні данні що наведені у відкритих джерелах дозволяють визначити наступні середні значення основних показників надійності холодильних компресорів:

- параметр потоку відмов λ , 1/рік – 0,015;
- середній час відновлення τ_v , год – 20;
- інтенсивність відновлення μ , 1/год - $5 \cdot 10^{-2}$.

Вони найбільш критичні, у порівнянні з іншими елементами холодильної установки.

Виходячи із цього можливо зробити висновок, що у першу чергу потрібно забезпечити підтримку температурного режиму в вантажному об'ємі контейнеру під час ремонту. Для цього можливо запропонувати схему, що передбачає підключення компресора від сусіднього контейнера, яка наведена на рис. 4.

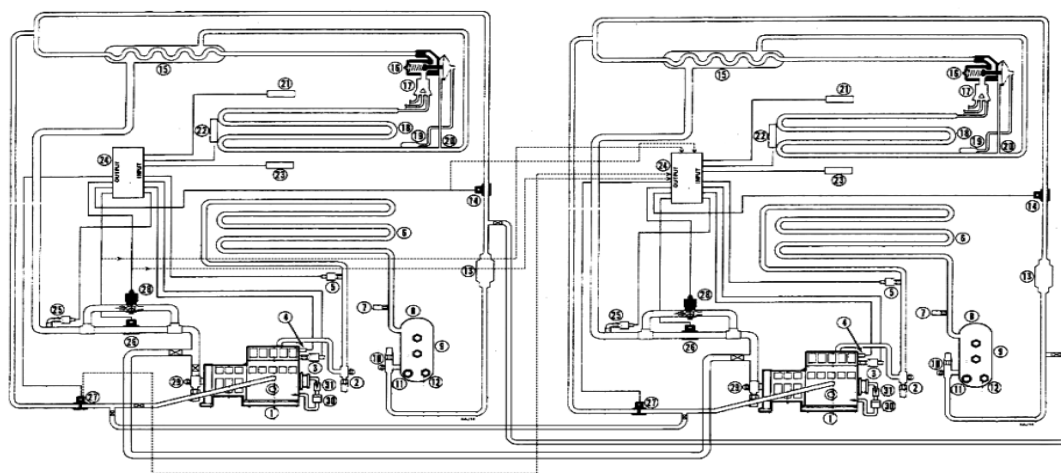


Рис. 4. Схема підключення компресора від сусіднього контейнера.

На ній показані: компресор; повітряний конденсатор; повітроохолоджувач; регенеративний теплообмінник (РТО); ресивер – водяний конденсатор; терморегулюючий вентиль (ТРВ); «регулюючі клапана»; мікропроцесор; фільтр – *осушувач*. Для цього робимо врізки, приєднуємо кабельне керування, об'єднуючи обидві холодильні установки, перевіряємо надійність вузлів.

Таким чином можливо запропонувати введення у суднову систему охолодження рефрижераторного контейнеру ланки навантаженого резерву, як одного із заходів підвищення надійності як самої системи так і її окремих елементів.

Ланка навантаженого резерву дає змогу забезпечити збереження потрібної якості вантажу, що транспортується в контейнері.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Міждеожавний стандарт 27.301-95. Надійність в техніці. Розрахунок надійності.
2. Танирбергенова А.А. Розрахунок надійності багатоелементних систем. -36. Праць Кар.ГТХ, 2011, с.с. 83-85.
3. Військовий довідник по стандартизації США MIL-HDBK-472. Прогнозування ремонтпридатності.
4. Козьмних м.А., Андрианов Д.В. Методы оцінки надійності суднових холодильних установок в процесі експлуатації. НТЗ "Суднові енергетичні установки", вип. 28, Одеса 2011
5. Капур К., Ламберсон Л. Надійність та проектування систем., Київ 1980, 604 с.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення енергоефективності випарників систем комфортного кондиціонування повітря

У прикладному сенсі енергоефективність можна визначити як можливість отримати більший позитивний ефект від роботи обладнання при менших енерговитратах.

Основним документом в цій області в країнах ЄС є Директива «Зелена книга» щодо скорочення енерговитрат на 20% до 2020 року, прийнята ще в 2005 році.

На практиці, для розробки та реалізації конкретних заходів з підвищення енергоефективності холодильного обладнання працюючого, реконструюється або знову споруджуваного підприємства необхідно проводити його енергоаудит або експертизу. Загальний алгоритм подібних заходів наведено на рис.1.

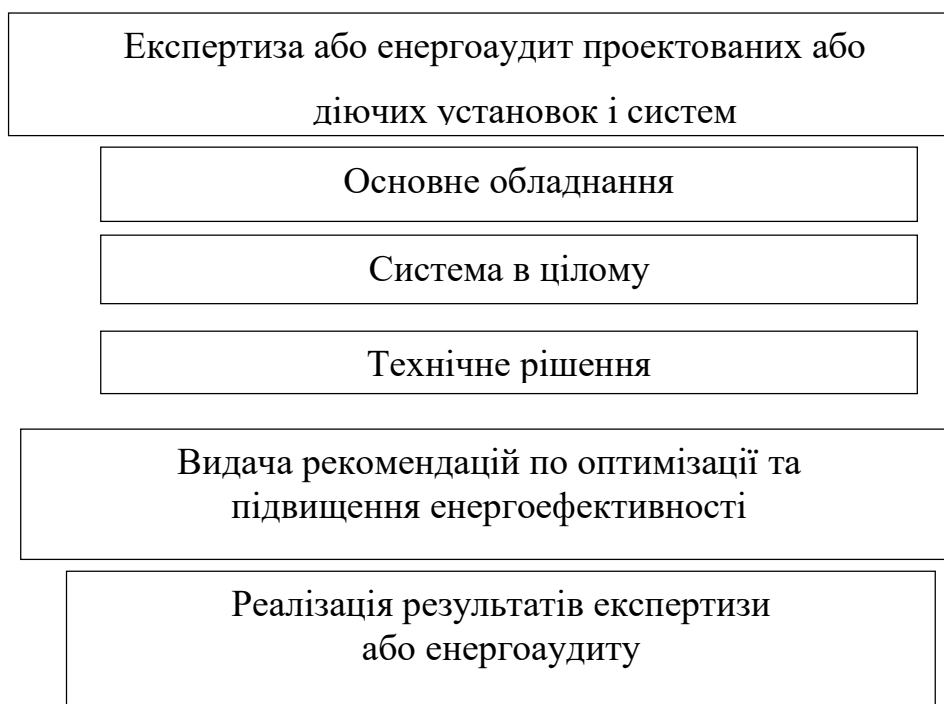


Рис. 1. Алгоритм аналізу енергоефективності обладнання та систем

Нехтування даними алгоритмом і прийняття вольового рішення про закупівлю холодильного обладнання з позиції «Що дешевше» призводить, як правило, до значних втрат при подальшій експлуатації. Аналогічні втрати спостерігаються і при помилковому, некоректному підборі «Недорозміреного» обладнання, знову ж таки, з «благими» намірами скорочення первинних витрат. За даними фахівців тривала (до 10 років) експлуатація теплообмінного обладнання (повітроохолоджувачів, конденсаторів та ін.) з характеристиками на 15-20% нижче заявлених в каталозі або в контрактному реченні призводить до

втрат в 15-17 разів більшим, ніж первинний цінової виграш на вартості дешевого обладнання.

Підсумком використання холодильного обладнання з експлуатаційними характеристиками реально нижчі, ніж заявлені постачальником в пропозиціях, є значні витрати протягом життєвого циклу обладнання. Крім того, це призводить до негативних наслідків для екології через збільшеного енергоспоживання, яке пов'язане з великими викидами CO₂, при виробленні перевищеного енергії.

Таким чином, розумний підхід до закупівлі холодильного обладнання повинен ґрунтуватися не стільки на закупівельній ціні, скільки на обліку експлуатаційних витрат протягом хоча б річного, а в ідеалі всього життєвого циклу обладнання.

Найважливішими факторами, що впливає на енергоефективність, є правильний вибір:

- Типу холодильного обладнання для конкретних виробничих умов (промислового або комерційного);
- Системи холодопостачання (централізованої або дискретної);
- Схеми охолодження (прямого або з проміжним хладоносителем);
- Виду холодоагенту (аміаку, діоксиду вуглецю або фреону);
- Коректний підбір співвідношення температур випаровування і конденсації (Різниця між ними повинна бути якомога менше. Відомо також, що підвищення температури випаровування на 1°C дає економію енерговитрат на 3-4%);
- Мінімізація теплопритоків в охолоджуване простір (Наприклад, навіть на внутрішньоскладській логістиці можна отримати економію енергоресурсів шляхом правильного розміщення продукції, з легким доступом для закладки/виїмки.

Висновки

1. Одним з доцільних напрямків зниження енерговитрат при експлуатації систем охолодження, в яких використовується прилади охолодження з примусовою циркуляцією повітря є визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувача.

2. Забезпечення оптимального режиму може бути досягнуто шляхом впливу на об'ємну витрату повітря та коефіцієнт теплопередачі теплообмінної поверхні повітроохолоджувача.

3. При виборі, в якості параметру управління, швидкості повітря в робочому перетині повітроохолоджувача виникає можливість розгляду інтенсивності теплообміну у вигляді функції багатьох дискретно обраних змінних, що дозволяє визначити її екстремум та максимум, що в свою чергу дозволить визначити оптимальні умови.

4. Методика визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувача з використанням залежності $\varphi_e = f(w_n)$ дозволяє вирішити задачу сумісного вибору конструктивних характеристик теплообмінної поверхні повітроохолоджувачів та вентиляторів, що їх обслуговують на етапі проектування, а під час експлуатації забезпечити мінімізацію енерговитрат. Застосування такого підходу забезпечить до 50% зниження енерговитрат на експлуатацію повітроохолоджувача.

СПИСОК ВИКАРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Галян І.С., Козьмініх М.А. Ольшамовський В.С. Аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках. Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 38. –Одеса: НУ «ОМА», 2019. –С. 61-75.
2. Загоруйко В.О., Голіков О.А. Суднова холодильна техніка. –Київ: Наукова думка, 2000. -575 с.
3. Козьмініх М.А., Ольшамовський В.С. Удосконалення суднових систем вентиляції та комфортного і технічного кондиціонування повітря. Вчені записки таврійського національного університету ім. В.І.Вернадського, серія: Технічні науки, том 31 (70) №1, 2020. –С.131-134.

УДК 629.12+621.69

Котолуп Д. О., Козьмініх М.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

Оцінка ефективності використання холодильних агентів в суднових умовах

В нинішній час процеси змін кліматичних умов на нашій планеті відіграють все більшу значущість. І ця тенденція посилюється з року в рік. Серед факторів впливу розглядаються, як найбільш важливі, парниковий ефект, тобто збільшення кількості парникових газів в атмосфері, зокрема CO_2 , та руйнування озонового шару нашої планети [1].

Заходи впливу на перший фактор оговорені в Кіотському протоколі до Рамочної конвенції ООН про зміни клімату. Заходи, щодо другого фактору, визначені Монреальським протоколом.

Враховуючи те, що застосуванням холодильних установок, як в промисловості, так і в повсякденному житті людського суспільства постійно зростає, а в якості робочих речовин в таких установках зазвичай використовуються речовини, що зазначаються вищезгаданими міжнародними документами, в процесі вибору робочої речовини – холодильного агенту слід комплексно оцінювати її вплив на земну атмосферу.

З іншого боку необхідно звернути увагу на енергетичну ефективність холодильної установки враховуючи її призначення та умови експлуатації в залежності від обраного холодильного агенту [2,4].

Найліпші значення достатньо великої кількості показників здатні створювати антагоністичні умови під час обрання конкретного холодильного агенту, що вимагає від проєктанта пошуків оптимального рішення, яке в найбільшому ступені, буде відповідати всім наявним вимогам [2].

Одним зі шляхів розв'язання проблеми було б отримання комплексного критерію оцінки для обрання холодильного агенту, який би враховував, як його вплив на процеси в атмосфері, так і виконання технологічних вимог [3].

Зниження кількості озону в земній атмосфері, як відомо, є наслідком надходження галогенів, які є складовою частиною хлорфторвуглеців, до яких відноситься значна частина традиційних холодильних агентів. Така властивість цих речовин оцінюється коефіцієнтом озоноруйнуючого потенціалу *ODP* (*Ozone Depletion Potentional*), що змінюється від 1 (100%), для найбільш поширеного в минулому сторіччі *R12*, до 0 для більшості холодильних агентів, що застосовуються нині (*R 507*, *R 404a* та інш.) [1].

Для оцінки впливу на парниковий ефект застосовують коефіцієнт глобального потепління *GWP* (*Global Warming Potentional*), в якості базового значення було прийнято $GWP=1$ для *R 11*, який може змінюватися дуже в широких межах від 1 до більш ніж трьох тисяч у *R 404a*, який теж використовується в деяких суднових холодильних установках.

Для остаточного урахування впливу функціонування холодильної установки на парниковий ефект в нинішній час рекомендують застосовувати показник *TEWI* (*Total Equivalent Warming Impact*), який враховує не тільки вплив холодильного агенту, але й вплив кількості енергії, яка вживається холодною установкою за весь час експлуатації.

$$TEWI = GWP \cdot M + \alpha \cdot B,$$

де M – загальна маса холодильного агенту, викинутого до атмосфери під час експлуатації, кг;

α – кількість двоокису вуглецю (CO_2), що надходить до атмосфери під час виробки 1 кВт години енергії, кг/кВт година;

B – загальне електроживлення холодильної установки за весь час експлуатації, кВт.

Не важко зробити висновок, що наведені вище показники та їх порівняння з умов використання різних холодильних агентів не дозволяють оцінити ефективність експлуатації холодильної установки та її конкретний вплив на навколишнє середовище.

Для більш наглядного порівняння властивостей холодильних агентів оберемо достатньо поширені в транспортних холодильних установках: *R 407c*, *R 134a*, *R 410a*, *R 507*. У якості базового для порівняння було обрано холодильний агент *R 22*, який і в нинішній час ще, можливо зустріти в транспортних холодильних установках.

HFC – холодильні агенти, що не містять хлору (*Cl*);

HCFC – холодильні агенти до складу яких входить хлор (*Cl*).

Обираючи параметри, що дозволяють оцінити ефективність використання холодильної установки, перш за все, слід звернути увагу на холодильний коефіцієнт, який оцінює співвідношення відведеного від об'єкту тепла до витрати енергії на здійснення процесу (ϵ) [3].

З конструктивної точки зору важливими показниками є тиски конденсації (P_k) та випаровування ($P_{вин}$) для заданих технологічних умов експлуатації, коефіцієнт подачі компресору λ .

Енергетичні витрати можливо оцінити за значеннями теоретичної N_a , індикаторної N_i , ефективної N_e потужностей та потужності на валу електродвигуна $N_{e.n.2}$.

Розглядаючи випадки застосування обраних для порівняння холодильних агентів при стандартних умовах, тобто: температура випаровування $t_0 = -15^\circ\text{C}$; температура конденсації $t_k = +30^\circ\text{C}$; $t_{sc} = -5^\circ\text{C}$; температура переохолодження $t_{no} = +25^\circ\text{C}$, можливо отримати відповідні залежності, що характеризують взаємовідносини та зміну обраних для порівняння параметрів.

Таблиця 1 – Властивості холодильних агентів

	HCFC 22	HFC 407c	HFC 134a	HFC 410a	HFC 507
1	2	3	4	5	6
Склад	Чиста речовина R22 (дифторхлорметан)	Неазеотропна суміш: 23% R 32, 25% R 125, 52% R134a	Чиста речовина R 134a (тетрафторетан)	Неазеотропна суміш: 50% R 32, 50% R 125	Азеотропна суміш: R125 (50%) R143a (50%)
Питома масова холодопродуктивність, кДж/кг	163	Практично така ж, як у R 22 165	Нижче, ніж у R 22 та R 407C 153	Висока 169	Майже як у R22 164
Холодильний коефіцієнт	Середній 3,3	Низький 3,05	Високий 3,47	Низький 3,07	Низький 2,83
Робочий тиск, МПа	Середній 1,19	Середній 1,28	Низький 0,77	Дуже високий 1,87	Середній 1,29
Потенціал руйнування озонового шару Землі ODP	0.050	0	0	0	0
Потенціал глобального потепління GWP	1700	1600	1300	1720	3900

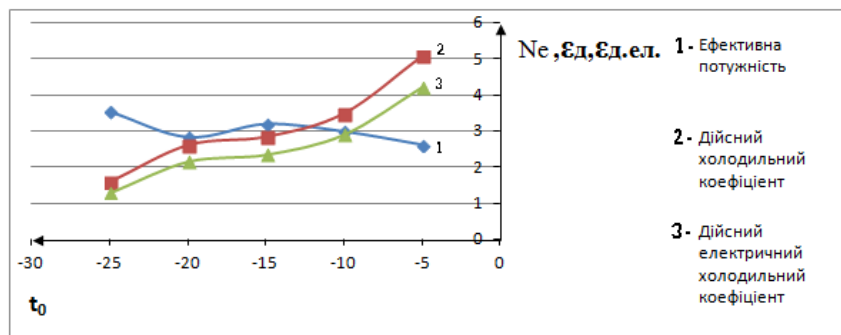


Рис. 1 – Графічні залежності експлуатаційних параметрів від температури випаровування для *R 134a*

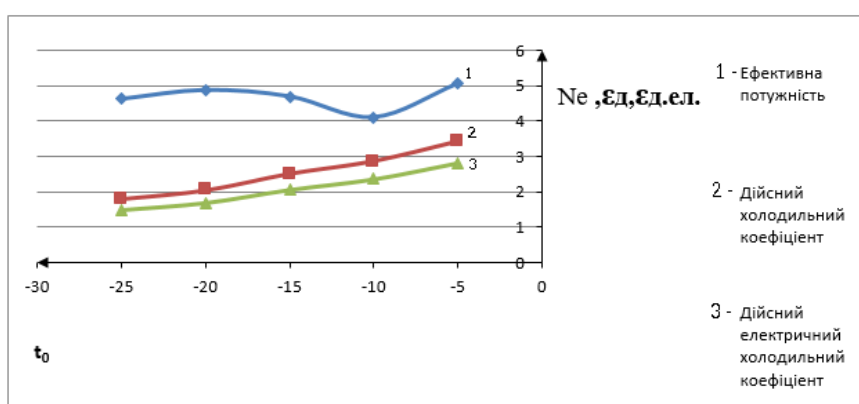


Рис. 2 – Графічні залежності експлуатаційних параметрів від температури випаровування для *R 407c*

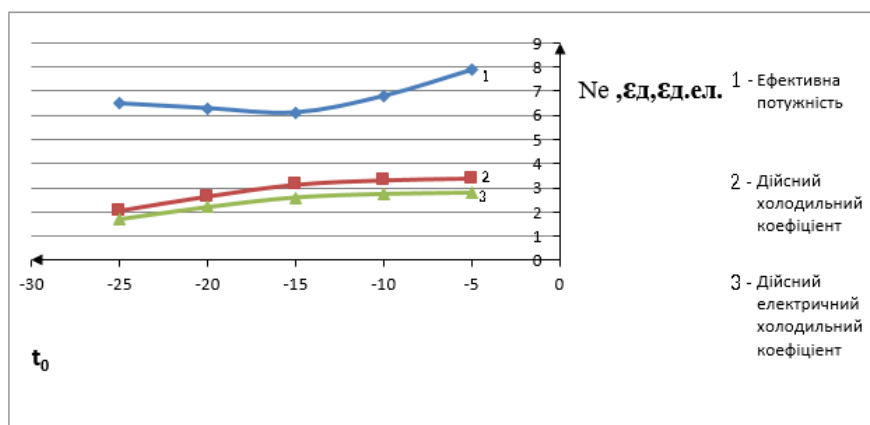


Рис. 3 – Графічні залежності експлуатаційних параметрів від температури випаровування для *R 410a*

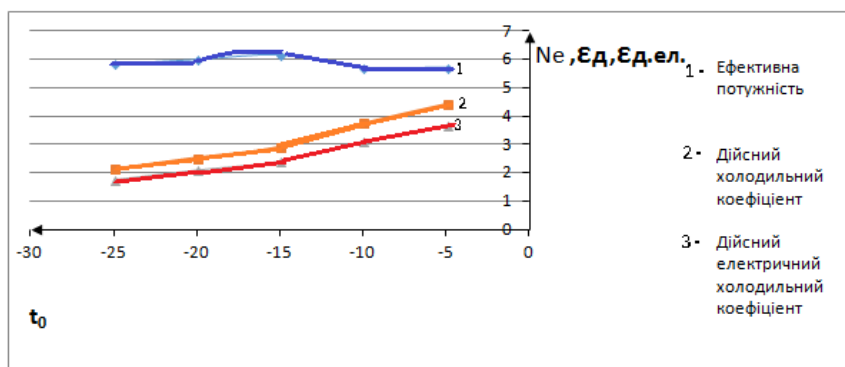


Рис. 4 – Графічні залежності експлуатаційних параметрів від температури випаровування для R 507

Отримані графічні залежності дозволяють зробити попередню оцінку енергетичної доцільності застосування обраних для розгляду холодинних агентів в залежності від технологічних умов.

Так, при відносно високих температурах випаровування (близько до 0°C) помітні переваги має R 134a, однак, зі зниженням температури до -25°C більш бажаним стає R 507, завдяки найвищому значенню холодинного коефіцієнту.

Дещо інакший характер має співвідношення експлуатаційних параметрів при стандартних умовах, що ілюструє гістограма наведена на рисунку 5.

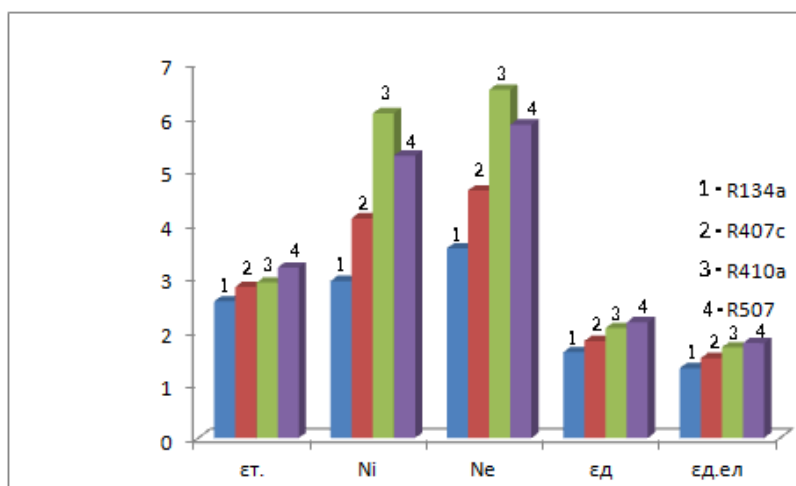


Рис. 5 – Порівняння експлуатаційних показників при стандартних умовах

Врахування тільки експлуатаційних показників в процесі обрання холодинного агенту для застосування в конкретній холодинній установці не достатньо для кінцевого висновку. Як під час проектування, так і у випадках необхідності заміни холодинного агенту важливе значення мають тиски конденсації (P_k), випаровування ($P_{вин}$) та їх співвідношення. На рисунку 6 наведена гістограма, що ілюструє співвідношення згаданих тисків при стандартних умовах. Виходячи з вищевикладеного можливо дійти до висновку, що при об-

ранні холодильного агенту для застосування в конкретній холодильній установці при конкретних умовах доцільно враховувати як мінімум три групи факторів:

вплив на земну атмосферу;

енергетична ефективність холодильної установки;

конструктивні вимоги до елементів холодильної установки.

В якості четвертого фактору бажано враховувати вартість експлуатації холодильного обладнання, в тому числі і ціну холодильного агенту, що обирається.

В нинішній час комплексний показник, який би дозволив прийняти рішення з урахуванням згаданих факторів не існує, хоча, можливо стверджувати, що його наявність значно спрощує формування завдань, як на етапі проектування, так і експлуатації, а також у випадку необхідності модернізації.

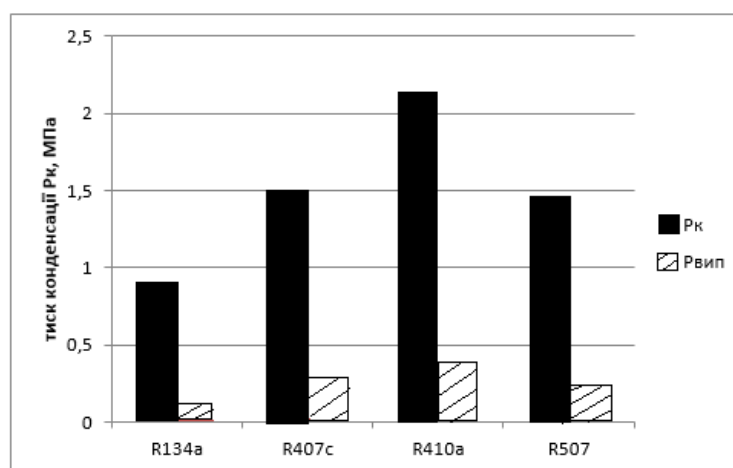


Рис. 6 – Порівняння тисків конденсації та випаровування

В якості показників, що визначають екологічність холодильних агентів доцільно запропонувати такі показники як GWP та ODP , значення яких відомі для майже всіх холодильних агентів та не пов'язані з енергетичною ефективністю та конструктивними чинниками.

Енергетична ефективність холодильної установки можливо оцінити за значенням холодильного коефіцієнту ε та витратою електричної потужності $N_{вод}$ (можливо застосування ефективної потужності N_e , що не буде здійснювати принципового впливу на одержані висновки).

Конструктивні особливості холодильного обладнання в цілому можливо оцінити за значеннями тисків випарювання $P_{вип}$ і конденсації P_k коефіцієнта подачі компресора λ .

При визначенні комплексного показника слід врахувати можливості випадків, коли $ODP=0$, а також достатньо великі значення GWP . У зв'язку з цим

пропонується при розрахунку чисельного значення комплексного показника застосувати $ODP_p = ODP + 1$ та $GWP_p = GWP \cdot 10^{-3}$.

Таким чином, для визначення комплексного показника доцільності застосування холодильного агенту можливо запропонувати наступну залежність:

$$K = \frac{\varepsilon \cdot P_{\text{вип}} \cdot \lambda}{GWP_p \cdot ODP_p \cdot P_{\kappa} \cdot N_e}$$

Результати розрахунку для обраних для порівняння холодильних агентів наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 - Значення комплексного коефіцієнту при різних температурах випаровування

K	$R134a$	$R407c$	$R410a$	$R507$
$t_{\text{вип}} (^{\circ}C)$				
-25	0,024	0,017	0,02	0,0097
-20	0,05	0,018	0,027	0,011
-15	0,049	0,023	0,033	0,012
-10	0,064	0,03	0,031	0,018
-5	0,1	0,03	0,027	0,02

Аналізуючи значення комплексного показника при зміні необхідної температури випаровування можливо зробити попередні висновки, що до доцільності використання того чи іншого холодильного агенту в залежності від технологічних вимог.

На перший погляд застосування $R 134a$ буде найбільш бажаним за будь-яких технологічних умов, однак враховуючи високе значення потенціалу глобального потепління ($GWP=1300$) слід шукати йому заміну у вигляді холодильного агенту з меншими значеннями GWP .

Можливо в якості альтернативи слід розглядати $R 32$ ($GWP=675$), $R 513a$ ($GWP=631$), $R= 450a$ ($GWP=605$) та $R 1234$ ($GWP<1$), але у випадку модернізації діючої холодильної установки таке рішення може бути неприємним у зв'язку з високими значеннями тисків, так, наприклад, при температурі випаровування $-25^{\circ}C$ тиск у випарнику буде сягати 3,2 бара, а так конденсації – майже 19 барів для $R 32$. Що до холодильного агенту $R 1234$, то він підходить до використання за термодинамічними властивостями, але на сьогоднішній день його ціна майже в вісім разів вища ніж у $R 134 a$. Крім того необхідно врахувати відсутність накопиченого досвіду використання згаданих альтернативних холодильних агентів в середніх та крупних, за холодопродуктивністю, холодильних установках, які характерні для морських суден.

Можливо використання методу оцінки доцільності вибору холодильного агенту за допомогою комплексного показника для випадків порівняння

будь-якої групи наявних холодильних агентів, більш того, за необхідності, можливо внести до запропонованої залежності додаткові показники, наприклад, питому холодопродуктивність та ціновий показник.

СПИСОК ВИКАРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Іщенко В.М., Брайковська Н.С., Щербіна Ю.В. Методичні підходи до ефективного використання альтернативних холодильних агентів в холодильному обладнанні рефрижераторного рухомого складу. Збірник наукових праць ДУПТ: серія «Транспортні системи і технології, Вип. 33, Т.1, 2019. – С. 202-212.
2. Іщенко В.М., Щербіна Ю.В., Осьмак В.Є., Горлушко Ю.В. Взаємозамінність альтернативних холодоагентів в системах кондиціонування повітря пасажирських вагонів. Вісник східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля, Вип. 2, 2021. –С. 96-100.
3. Галян І.С., Козьмініх М.А. Аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках. НТЗ Суднові енергетичні установки, Вип. 38, 2019. –С. 54-68.
4. Константинов І.В., Хмельнюк М.Г. Порівняння енергоефективності торгового холодильного обладнання працюючих на різних холодильних агентах. Збірник наукових праць за матеріалами XVIII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології», 2020. – С. 136-140.

УДК. 621.431.74 – 714.72.004.5

Чорний Є. І., Романенко Д. М., Козьмініх М.А.

Національний Університет "Одеська Морська Академія"

Визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувачів суднових холодильних установок

На нинішній час енерговитрати при експлуатації суднового холодильного обладнання набувають достатньо вагомого значення в складі загальних енерговитрат, що необхідні в умовах морського судна. Особливо ця проблема відчувається для сучасних великих суден контейнеровозів, деякі з котрих можуть перевозити до 2000 рефрижераторних контейнерів водночас. Загальна потреба однієї холодильної установки, що обслуговує один такий контейнер під час його знаходження на борту судна сягає приблизно 5–7 кВт. Для систем комфортного кондиціонування повітря морських транспортних суден, з умови їх роботи в піковому режимі, потреба в електроенергії складає 70–120 кВт, а для пасажирських круїзних лайнерів може сягати кількох тисяч.

Головними споживачами енергії в складі холодильної установки є холодильні компресори, вентилятори повітроохолоджувачів та вентилятори повітряних конденсаторів, з умови їх застосування.

В суднових холодильних установках, включаючи установки рефрижераторних контейнерів, поширені повітроохолоджувачі з секцій оребрених труб з різним типом оребріння [1,2], що обумовлено достатньо добрими масогабаритними характеристиками, порівняльно низькою ємністю по холодильному агенту, можливістю ефективного рішення задачі автомати-зації, особливо з умови використання електронних регулюючих клапанів та сучасних безколекторних електронних комутованих електродвигунів [5].

Для більшості повітроохолоджувачів, що експлуатуються в складі суднових холодильних установок, потужність електродвигунів вентиляторів сягає 20–25% від загальної потужності необхідної для забезпечення працездатності холодильного обладнання. В зв'язку з цим зниження енерговитрат під час експлуатації повітроохолоджувачів має неабияку актуальність.

Одним з основних напрямків рішення цієї проблеми є визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувача. При цьому необхідно забезпечити інтенсифікацію теплопереносу від повітря до охолоджуючої робочої речовини та мінімізацію можливих витрат, що може бути досягнуто за рахунок оптимізації швидкості повітря в живому перетині повітроохолоджувача.

Таким чином фактично необхідно вирішити задачу мінімізації значення собівартості виробництва холоду.

$$S = C/Q_0,$$

де C – витрати на охолодження повітря; Q_0 – холодопродуктивність повітроохолоджувача.

Загальні витрати на охолодження повітря залежать від витрат енергії та експлуатаційних витрат пов'язаних з обслуговуванням та ремонтом системи та амортизаційних відрахувань. Останні два фактори фактично не залежать від режиму роботи системи охолодження.

Енерговитрати на охолодження повітря можуть бути визначені потужністю електродвигуна вентилятора відповідно до залежності:

$$N_{\epsilon} = [V_{\Pi}(\Delta P_{no} + \Delta P_{\epsilon})]/\eta_{\epsilon}, (1)$$

де V_{Π} – об'ємна витрата повітря в системі охолодження, м³/с;

ΔP_{no} – аеродинамічний опір повітроохолоджувача, Па;

ΔP_{ϵ} – динамічний напір, Па;

η_{ϵ} – ККД вентилятора.

Параметром що дозволить отримати загальну оцінку режиму роботи вентилятору повітроохолоджувача є швидкість повітря в живому перетині апарату, яка, в свою чергу, впливає на значення коефіцієнту теплопередачі.

З урахуванням утворення інею на робочій поверхні повітроохолоджувача, при визначенні коефіцієнту теплопередачі можливо використати залежність:

$$k = [(1/\alpha_3 \zeta E_p) + (\delta_{in}/\lambda_{in}) + (\beta' \beta_{in}/\alpha_{вн})]^{-1}, (2)$$

де α_3 – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до теплообмінної поверхні, Вт/м²К;

ζ – коефіцієнт вологовипадіння;

E_p – коефіцієнт характеризуючий ефективність оребреної поверхні повітроохолоджувача;

δ_{in} – товщина шару інею, м;

λ_{in} – коефіцієнт теплопровідності інею, Вт/м² ;

β' – геометричний ступень оребрення;

β_{in} – додатковий ступень оребрення інеєм;

$\alpha_{вн}$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні до холодоносія або холодильного агента, Вт/м²К.

Аналіз процесів, маючих місце при охолодженні повітря в повітроохолоджувачах холодильних установок, дозволяє зробити висновок, що збільшення k , тобто інтенсифікація процесу відтоку тепла від повітря, супроводжується найвищим ефектом за рахунок збільшення α_3 . Зростання останнього при охолодженні повітря досягається при фіксованій конструкції за рахунок збільшення швидкості повітря при проходженні скрізь живий перетин повітроохолоджувача.

З достатнім ступенем імовірності, залежність $\alpha_3 = f(w_n)$ для поширених в повітроохолоджувачах теплообмінних поверхонь відповідає аналітичному виразу:

$$\alpha_3 = 0,85 \psi w_n^a (\lambda_n / \nu_n) (3)$$

де ψ – коефіцієнт що враховує конструктивні особливості поверхні теплообміну; w_n швидкість повітря, м/с; λ_n – коефіцієнт теплопровідності повітря Вт/ м²К; ν_n – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м²/с;

a – показник ступеню враховуючий тип компоновання теплообмінної поверхні повітроохолоджувача (0.72 – при коридорному розташуванні труб, 0.65 – при шаховому розташуванні).

Графічні залежності $\alpha_3 = f(w_n)$ побудовані на базі формули (5) наведені на рис. 1.

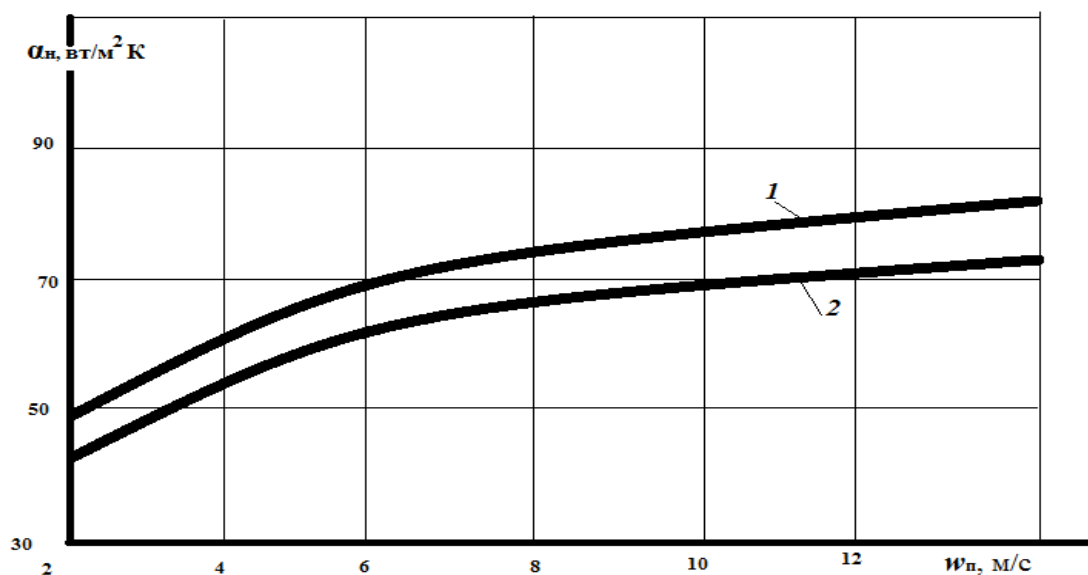


Рис.1 – Графічні залежності коефіцієнту тепловіддачі від повітря до теплообмінної поверхні від швидкості повітря: 1- $L/d_{ekb}=5$, 2- $L/d_{ekb}=10$

Висновки

1. Одним з доцільних напрямків зниження енерговитрат при експлуатації систем охолодження, в яких використовується прилади охолодження з примусовою циркуляцією повітря є визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувача.

2. Забезпечення оптимального режиму може бути досягнуто шляхом впливу на об'ємну витрату повітря та коефіцієнт теплопередачі теплообмінної поверхні повітроохолоджувача.

3. При виборі, в якості параметру управління, швидкості повітря в робочому перетині повітроохолоджувача виникає можливість розгляду інтенсивності теплообміну у вигляді функції багатьох дискретно обраних змінних, що дозволяє визначити її екстремум та максимум, що в свою чергу дозволить визначити оптимальні умови.

4. Методика визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувача з використанням залежності $\varphi_e = f(w_n)$ дозволяє вирішити задачу сумісного вибору конструктивних характеристик теплообмінної поверхні повітроохолоджувачів та вентиляторів, що їх обслуговують на етапі проектування, а під час експлуатації забезпечити мінімізацію енерговитрат. Застосування такого підходу забезпечить до 50% зниження енерговитрат на експлуатацію повітроохолоджувача.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАННОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Галян І.С., Козьмініх М.А. Ольшамовський В.С. Аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках. Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 38. –Одеса: НУ «ОМА», 2019. –С. 61-75.

2. Загоруйко В.О., Голіков О.А. Суднова холодильна техніка. –Київ: Наукова думка, 2000. -575 с.
3. Козьмініх М.А., Ольшамовський В.С. Удосконалення суднових систем вентиляції та комфортного і технічного кондиціонування повітря. Вчені записки таврійського національного університету ім. В.І.Вернадського, серія: Технічні науки, том 31 (70) №1, 2020. –С.131-134.

УДК 621.574

Огурцов Д.В., Хлієва О. Я.

Національний університет «Одеська морська академія»

Огляд способів переохолодження холодоагенту після конденсатора для підвищення ефективності парокомпресійної холодильної машини

Відомо, що переохолодження рідкого холодоагенту після конденсатору приходить к підвищенню холодопродуктивності та холодильного коефіцієнту [1]. Але «внутрішні» можливості холодильного циклу для забезпечення переохолодження обмежені, тому перспективним є спеціальне (зовнішнє) механічне переохолодження (СМП). Переохолодження з використанням у схемному рішенні холодильної машини СМП зазвичай застосовується у обладнанні середньої та великої потужності. Стосовно суднового холодильного обладнання такий підхід буде доцільним для рефрижераторних суден, для великих пасажирських суден. Але для стандартного холодильного обладнання невеликої потужності на торговельних суднах (система кондиціонування та охолодження провізійних камер) він потребує додаткового ретельного аналізу з використанням різних підходів. Тому, на першому етапі дослідження, розглянемо основні технічні рішення СМП.

При реалізації СМП використовується невеликий парокомпресійний холодильний цикл (ПКХЦ) для зниження температури на виході з конденсатора. На рис. 1 показано схему та P-h-діаграми СМП. Схема складається з двох ПКХЦ, а саме основного і додаткового (переохолоджувач). Потужність основного циклу більша за потужність додаткового. Холодоагент, що використовується в обох циклах, може бути однаковим або різним. Температура випарника основного циклу повинна бути вищою, ніж у циклі переохолоджувача. Температура випарника основного циклу розраховується на основі температури продукту, що охолоджується. Крім того, температура випарника розраховується на кілька градусів нижче температури конденсатора основної системи. Температура конденсатора основного циклу не завжди вища за температуру переохолоджувача. Якщо основний і переохолоджувальний цикли розміщені в на одній площі, обидві температури будуть однаковими. Однак,

оскільки контур переохолоджувача зазвичай розміщується в приміщенні, в результаті температура конденсатора додаткової системи нижча, ніж в основному циклі.

Відповідно до P-h діаграми, як показано на рис 1.b, холодопродуктивність на одиницю маси холодоагенту для простого ПКХЦ ($Q_{0\text{вип}}$) та холодопродуктивність на одиницю маси холодоагенту з додатковим переохолодженням ($Q_{0\text{СМП}}$) можуть бути виражені рівняннями (1) та (2), відповідно.

$$Q_{0\text{вип}} = h_1 - h_4 \quad (1)$$

$$Q_{0\text{СМП}} = h_1 - h_{4'}$$

тут h – ентальпії в вузлових точках циклу.

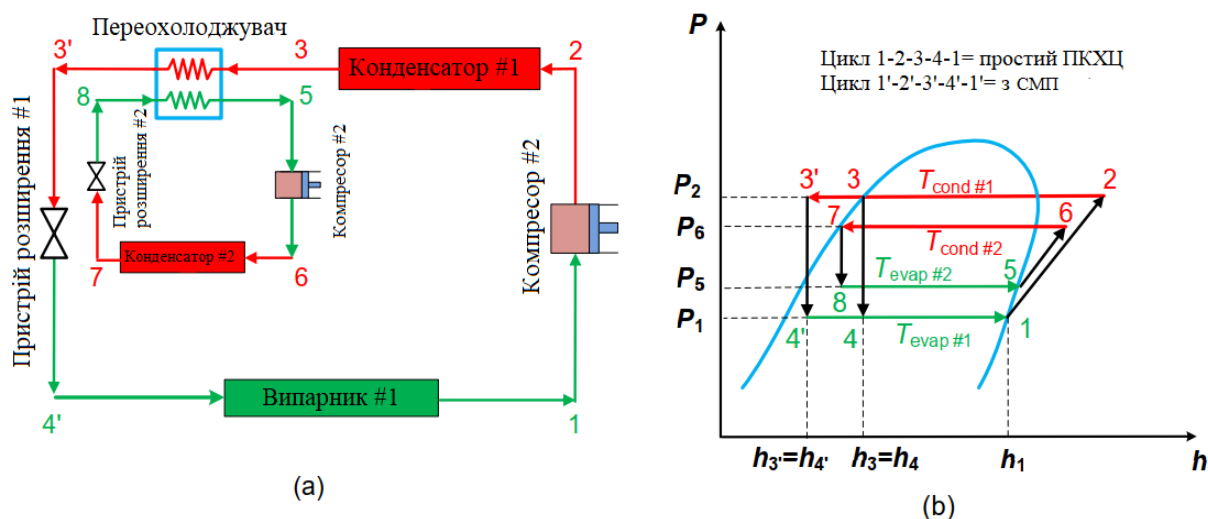


Рисунок 1. Схемне рішення спеціального механічного переохолодження у ПКХЦ: (а) принципова схема; (б) зображення термодинамічних циклів у р-h діаграмі [2]

З рис 1. видно, що холодопродуктивність з СМП ($h_1 - h_{4'}$) є вищою, ніж холодопродуктивність без СМП ($h_1 - h_4$). При цьому робота компресора на одиницю маси холодоагенту для простого ПКХЦ ($w_{\text{КСМП}}$) та з СМП ($w_{\text{СМП}}$) визначаються за допомогою рівнянь (3) та (4), відповідно.

$$w_{\text{комп}} = h_2 - h_1 \quad (3)$$

$$w_{\text{СМП}} = (h_2 - h_1) + (h_6 - h_5) \quad (4)$$

Рівняння (3) і (4) показують, що робота компресора на одиницю маси холодоагенту зі спеціальним переохолодженням вища, ніж без переохолодження. Це пов'язано з тим, що тому що СМП вимагає додаткової роботи компресора, тобто ($h_6 - h_5$). Тому, відповідно до рис 1.b), холодильний коефіцієнт (COP) без СМП або COP для простого ПКХЦ ($\text{COP}_{\text{ПКХЦ}}$) та COP з СМП ($\text{COP}_{\text{СМП}}$):

$$COP_{ПКХЦ} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (5)$$

$$COP_{СМП} = \frac{h_1 - h_{4'}}{(h_2 - h_1) + (h_6 - h_5)} \quad (6)$$

Згідно з рівнянням (6), для отримання оптимального значення $COP_{СМП}$, чисельник $(h_1 - h_{4'})$ повинен бути якомога більшим, тоді як знаменник $(h_6 - h_5)$ повинен бути якомога меншим наскільки це можливо. Однак, щоб збільшити ступінь переохолодження (від точки 3 до точки 3'), робота компресора циклу переохолодження також повинна збільшитися. Тому компроміс між ступенем переохолодження в основному циклі та обсягом роботи компресора в циклі переохолоджувача. У СМП обмеження стосується роботи компресора в циклі переохолодження. Іншими словами, чим вище ступінь переохолодження, тим вища температура на виході з компресора і тим вища робота компресора в СМП. Для визначення оптимального переохолодження для отримання максимального COP в СМП, було проведено ряд досліджень.

Проведені чисельні дослідження використовуючи обчислювальну модель для оцінки продуктивності СМП з декількома різними комбінаціями холодоагентів у головному та допоміжному циклах основного та додаткового охолоджувачів. Модель також досліджувала вплив зміни ступеня переохолодження в основному циклі на продуктивність системи. Їх результат показав що застосування СМП в ПКХЦ може збільшити холодопродуктивність і COP на 20-170% і 6-80%, відповідно, порівняно з простим циклом ПКХЦ.

Було проведене термодинамічне моделювання СМП на основі властивостей холодоагенту було досліджено Торнтоном та ін. [2]. У моделі використано два цикли ПКХЦ з температурою навколишнього середовища 26.7°C для основного і додаткового охолоджувача, основного циклу і додаткового охолоджувача температурами випарника -28.9 °C і -1.1 °C, відповідно. Модель була використана для отримання оптимальної температури переохолодження, яка призвела до максимального покращення COP . Результати показали що оптимальна температура переохолодження сильно залежить від температури конденсації та випаровування. Однак, параметри теплообмінника слабо залежали від оптимального переохолодження, температури конденсації та випаровування. Це залежало від конструкції теплообмінника.

Також були проведені чисельні дослідження впливу СМП на продуктивність ПКХЦ. У моделюванні використовували R134a як робоче тіло в основному циклі та R134a, R407C і R410A в циклі переохолодження, а також R717 для основного циклу і R134a, R407C і R410A - у циклі переохолодження. Дослідження показали, що СМП була більш придатна для циклу з використанням R134a, ніж R717. Оскільки СМП потребував додаткового переохолоджувача, це призводило до додаткових витрати на установку. Тим не менш, період окупності буде залежати від розміру системи. Звіт [2] показав, що для системи

повітряного охолодження та кондиціонування повітря потужністю понад 100 кВт, окупність очікується менше 3 років.

Експеримент був проведений на кондиціонері спліт-системи з холодопродуктивністю 1,5 кВт з використанням СМП [2]. Використовувались R22 та R12 як робочі рідини в основному циклі та циклі переохолоджувача, відповідно. Результати показали, що холодопродуктивність збільшилася на приблизно 0,5 кВт, коли основний цикл був переохолоджений на 5-8°C. Було також повідомлено, що енергоспоживання в кондиціонері зростало зі збільшенням переохолодження з використанням СМП. Однак COP завжди збільшувався, тому що збільшення холодопродуктивності було вищим, ніж споживання енергії. Середнє покращення COP при використанні СМП становило до 21 %. В таблиці 1. показано, що використання переохолоджувача СМП завжди супроводжується збільшенням холодопродуктивності і зменшенням основного тиску конденсації і перегріву на основному компресорі. Це означає, що використання СМП покращує продуктивність системи.

Таблиця 1. Вплив переохолоджувача СМП на ефективність основної системи

Кількість	Ефект
Холодопродуктивність	Збільшується
Основний тиск конденсації (і температура)	Зменшується
Температура перегріву на головному компресорі	Зменшується
Тиск (і температура) у випарнику	Збільшується

Додаткове було виконане дослідження установки СМП в холодильній системі супермаркету без додаткового переохолоджувача для переохолодження основного циклу. Як правило, холодильна система супермаркету мала дві різні температурні системи, а саме середньотемпературну (вище 0°C) для збереження свіжих продуктів і напоїв, і низькотемпературну (нижче 0°C) для заморожених продуктів. Середньо- та низькотемпературні системи зазвичай мають температуру випаровування від -15°C до 5°C і від -30°C до -40°C, відповідно. Як наслідок, існував потенціал для середньотемпературного циклу забезпечувати переохолодження для низькотемпературного циклу. Схематичне зображення цієї концепції в холодильній системі супермаркету показана на рис 2. Максимальне енергозбереження в холодильній системі супермаркету з використанням низької температури в якості механічного переохолодження з використанням R404A або R134a в якості робочої рідини становила 27 % та 20 %, відповідно.

Висновок. Проведене дослідження виявило доцільність та ефективність використання системи додаткового механічного переохолодження холодоагенту після конденсатору, адже вона дозволяє значно підвищити холодильний коефіцієнт COP та низку інших параметрів роботи парокомпресійної холодильної установки. Заплановано провести аналіз доцільності використання системи додаткового механічного переохолодження у судновому холодильному

обладнанні великої потужності, а також малої потужності, такому як холодильна машина провізійних камер. У холодильній машині провізійних камер, завдяки забезпеченню різного рівня температур у випарниках, доцільно розглянути можливості використання холоду одного температурного рівня для переохолодження рідкого холодоагенту всієї холодильної системи.

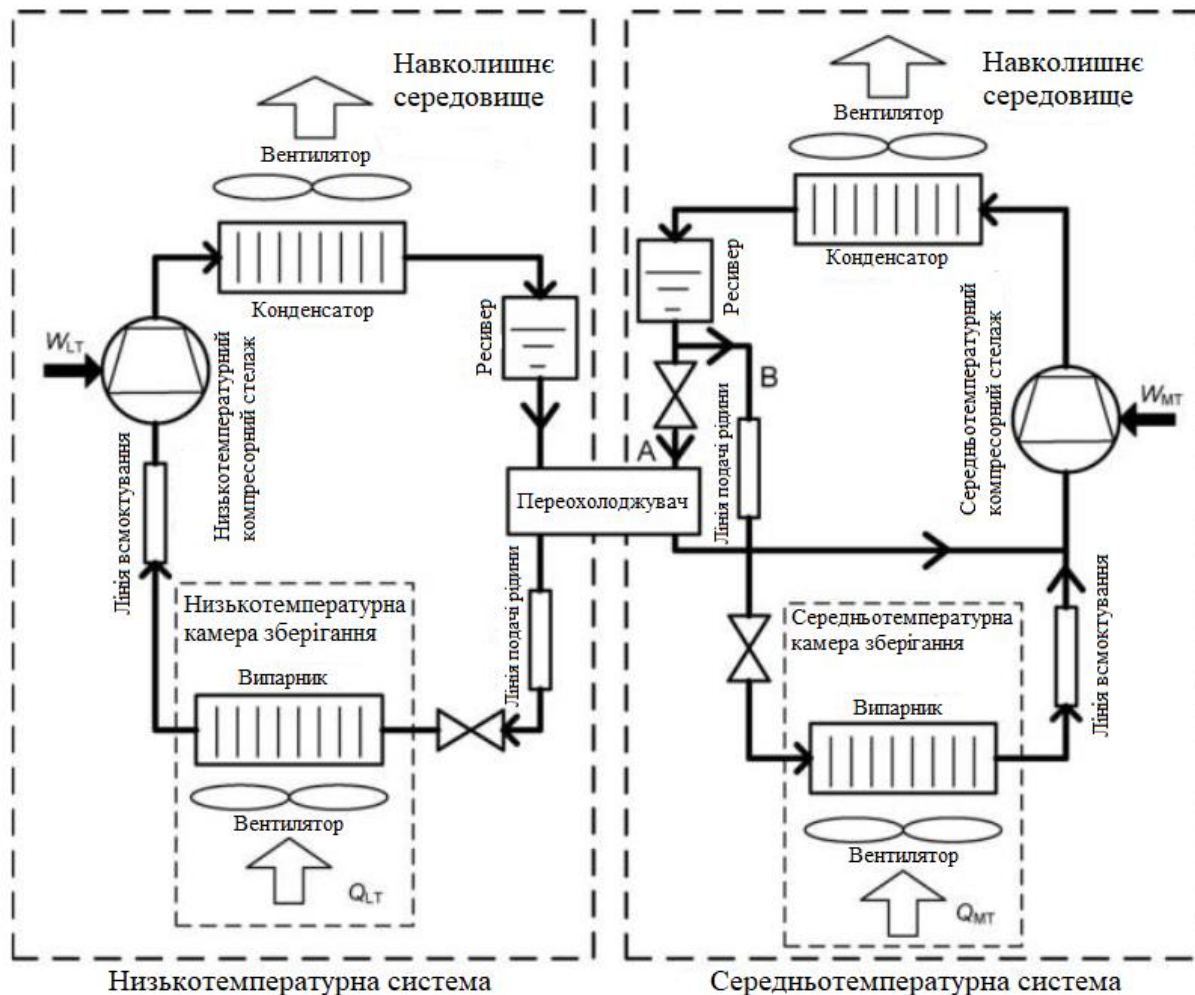


Рисунок 2. Принципова схема механічного переохолодження низької температури за допомогою середньотемпературної системи [2]

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ASHRAE Handbook – Refrigeration. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Inc.: Atlanta, GA, USA, 2018.
2. Sumeru K., Sukri M.F., Falahuddin M.A., Setyawan A., A review on subcooling in vapor compression refrigeration cycle for energy saving. *J. Teknol*, 2019. Vol. 81(5). P.155-170.

Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз доцільності застосування ежекторної холодильної машини для підвищення ефективності суднової парокомпресійної холодильної системи

У представленій роботі проведено аналіз доцільності модернізації існуючої суднової парокомпресійної холодильної машини (холодильної машини провізійних камер) на основі її комбінації з ежекторною холодильною машиною, що використовує скидну теплоту води, яка охолоджує головний двигун. Метою було оцінка працездатності такої комбінованої холодильної машини та оцінка можливої економії електроенергії та палива, у порівнянні з традиційним варіантом (парокомпресійною холодильною машиною).

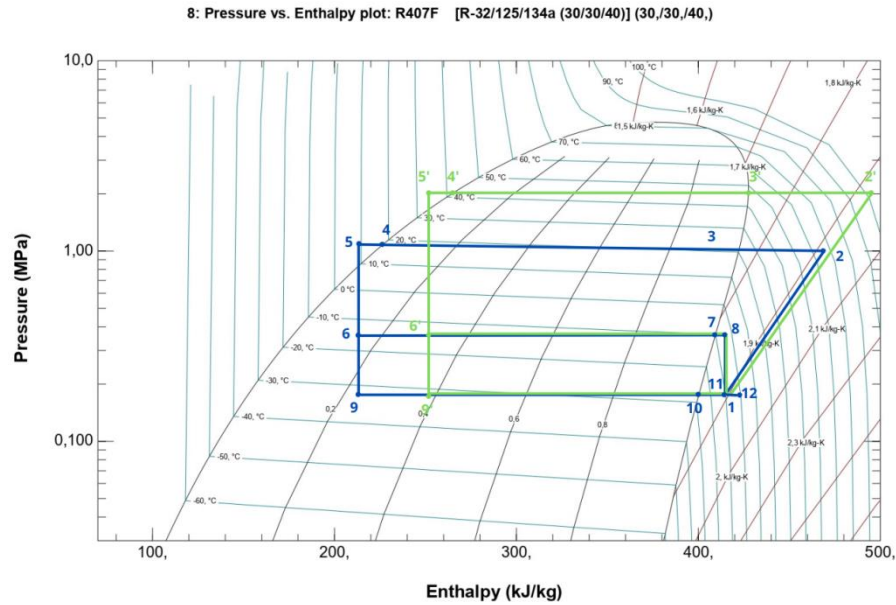
Традиційно система холодопостачання провізійних камер складається із двох окремих компресорно-конденсаторних агрегатів, які по черзі працюють на випарники кількох камер. У роботі розроблено принципову схему комбінованої ежекторно-компресійної холодильної системи (ЕКХС), яку можна розглядати як каскадну систему, де парокомпресійна холодильна машина є нижнім каскадом (ступеню), а ежекторна – верхньою. Ежекторна холодильна ступень (ЕХС) може забезпечувати температуру випаровування значно нижчу, за температуру охолоджувальної води конденсатора парокомпресійної холодильної ступені (ПКХС), особливо в регіонах з жарким кліматом. Таким чином, використання запропонованої каскадної схеми у регіонах з високою температурою забортної води сприятиме зниженню тиску в конденсаторі ПКХС, а, отже, і зниженню енергоспоживання компресора.

Термодинамічні цикли парокомпресійної холодильної машини (традиційний варіант), парокомпресійної холодильної машини зі зниженою температурою конденсації за рахунок її комбінації з ежекторною ступеню, а також цикл ежекторної ступені наведено на рис. 1. З рис. 1.а видно, що робота на стиснення пара і компресорі при комбінації ПКХМ з ежекторною ступеню суттєво знижується, що призводить до економії електроенергії. Ежекторна ступень на свою роботу потребує невелику кількість електроенергії, тільки на роботу насосів у циклі та подачі води на генератор та конденсатор.

Параметри, що були прийняті для виконання термодинамічного аналізу циклів для порівнювальних холодильних машин наведено в таблиці 1.

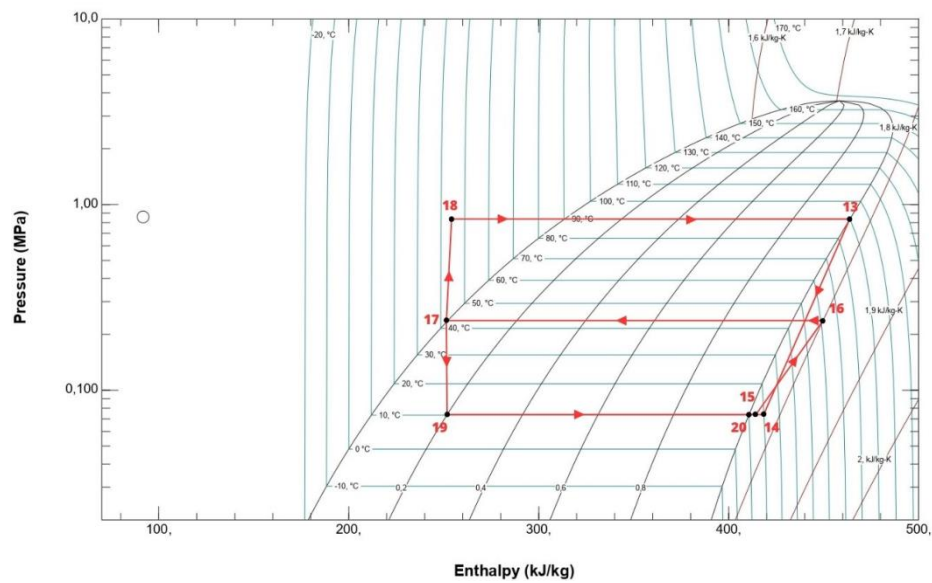
На підставі виконаного аналізу термодинамічних циклів та одержаних результатів було отримано наступні **результати**.

1. Показано принципову можливість утилізації низькопотенційного тепла охолоджувальної води сорочки головного двигуна (85-95 °С) для роботи ежекторної холодильної машини. Рекуперація тепла такого низького температурного рівня неможлива в абсорбційних холодильних машинах, які також працюють зі споживанням теплової енергії.



a

7: Pressure vs. Enthalpy plot: R1233zd(E)



b

Рисунок 1. Порівняння парокомпресійного холодильного циклу (зелені лінії) і парокомпресійного холодильного циклу комбінованої компресійно-ежекторної холодильної системи (сині лінії) на діаграмі P-h для R407F (a) і циклу ежекторної ступені (червоні лінії) на діаграмі P-h (б)

2. Запропоновано технічні рішення щодо модернізації суднової парокомпресійної холодильної машини провізійних камер за рахунок встановлення паралельно з нею ежекторної ступені.

3. При пошуку раціонального технічного рішення в конструкції та режимах роботи комбінованої ежекторно-компресійної холодильної системи як критерій вибору можна розглядати масу палива, що витрачається як на роботу, так і на транспортування суднової холодильної системи.

Таблиця 1 – Вхідні данні для енергетичного аналізу порівнювальних холодильних систем

	Стандартна система (парокомпресійна холодильна машина)	Альтернативна комбінована система (ежекторно-парокомпресійна холодильна машина)
Об'ємна продуктивність компресора	0.00588 м ³ ·с ⁻¹	
Температура охолоджуючої води з сорочки двигуна на вході в генератор, °C	-	85, 95
Температура генерації, °C	-	80, 90
Різниця температури води на вході та виході з генератора, °C	2	
Температура конденсації холодоагенту в ежекторній ступені комбінованої холодильної системи (або R407F в парокомпресійній холодильній системі – стандартний варіант), °C	34...42	
Температура конденсації холодоагенту R407F в конденсаторі-випарнику, °C	-	10, 15, 20
Температура кипіння холодоагенту R1233zd(E) в конденсаторі-випарнику, °C	-	5, 10, 15
Температура кипіння холодоагенту R407F в повітроохолоджувачі (овочева камера), °C	-10	
Температура кипіння холодоагенту R407F в повітроохолоджувачі (камера для зберігання м'яса та риби), °C	-27	

4. Було показане, що значення холодильного коефіцієнта COP для комбінованої холодильної машини при температурах генерації (температури підведення теплоти до холодоагенту в ежекторній ступені) 80 і 90 °C є значно вищим, ніж для парокомпресійної машини.

5. Розрахунки показали, що для всіх розглянутих режимів роботи парокомпресійної холодильної машини властиво менше значення COP, ніж для комбінованої ежекторно-парокомпресійної холодильної машини. При температурі у конденсаторі-випарнику 10/5 °C, температурі генерації 80 °C та конденсації 36 °C або 42 °C COP для комбінованої холодильної машини на 44,6 % або 39,6 %, відповідно, більше, ніж для стандартної парокомпресійної холодильної машини. Причому, при розрахунку COP враховувалася додаткова витрата електроенергії на роботу насосів ежекторної ступені.

6. Виробництво холоду з використанням запропонованої комбінованої ежекторно-парокомпресійної холодильної машини сприятиме економії палива від 25 до 33% (паливо витрачається на вироблення електроенергії для роботи холодильної машини, а також для транспортування додаткової маси холодильного обладнання) порівняно з парокомпресійною (стандартна система). Економія палива в абсолютному вираженні невелика, але вона показує

можливість подальшого вдосконалення суднових холодильних систем більшої потужності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Shestopalov K., Ierin V., Gao Neng, Khliyeva O. Cascad compression-ejector refrigeration system for marine provision chamber. Науково-техн. конф. «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 22-23 березня 2023 р., Одеса: НУ "ОМА". Р. 94-96.

2. Shestopalov K., Khliyeva O. Environmental assessment of the marine ejector-compression refrigeration system driven by waste heat. XIV Ukrainian Scient-Theh Conf. "Modern problem of refrigeration equipment and technology". Odesa, 21-22 Sept, 2023. Р. 56-59.

3. Shestopalov K. Technnical solution of a marine ejector-compression waste heat-driven refrigeration system. XIV Міжн. науковотехнічна конф.: Інновації в суднобудуванні та океанотехніці. Миколаїв, НУК, 20-21 вересня 2023. Р. 242-244.

УДК 621.574

Панічев А.І., Хлієва О. Я.

Національний університет «Одеська морська академія»

Холодоагент R1234yf як перспективне робоче тіло для суднового холодильного обладнання

Міжнародне екологічне законодавство свідчить про постійне збільшення обмежень на використання холодоагентів з високим ПГП (потенціалом глобального потеплення). Відповідно до Додатку VI МАРПОЛ, вимоги щодо холодоагентів з високим ПГП зосереджені на обліку їх споживання і безпечному поводженні. Однак, згідно до Кігальської поправки до Монреальського протоколу, найпоширеніші холодоагенти суднового холодильного обладнання повинні поступово виводитися з використання через високий ПГП. Але, згідно з ІМО, не існує обов'язкових вимог щодо значення ПГП холодоагентів на борту суден. З урахуванням відзначеного, очікується посилення законодавства у галузі використання речовин з високим ПГП у судновій холодильній техніці, тому потрібно своєчасно бути готовим до переходу на холодоагенти «нового» покоління з низьким ПГП.

З урахуванням зазначеного вище, альтернативних холодоагентів для парокompресійних суднових систем залишається небагато: R134a (ПГП=1430), R717 - аміак (ПГП=0), R744 - діоксид вуглецю, CO₂ (ПГП=1). Перспективний R290 - пропан (ПГП=5) заборонено використовувати у судновому холодильному обладнанні (окрім випадків, коли маса заправки холодоагенту менше

150 г), як холодоагенти класу небезпеки A3 (пожеженебезпечні) [1]. Перспективними є нові холодоагенти R32 (ПГП=675), R1234yf (ПГП=4), R1234ze (ПГП=7). Проте всі вони відносяться до класу A2L (легкозаймистий). Стосовно можливості застосування горючих холодоагентів класу A2L в [1] та [2] інформації не наводиться. Але в [3] згадується, що холодоагенти A2L не слід застосовувати для модернізації існуючих систем охолодження.

R717 на сьогодні застосовується не досить часто у спеціалізованому судновому холодильному обладнанні великої потужності. Використання R744 як холодоагенту – це напрямок, який дуже активно розвивається. Вже є приклади впровадження холодильних систем на R744 у морському застосуванні. Певна кількість рефконтейнерів вже обладнана холодильними установками R744 [4]. R744 як холодоагент потребує принципово відмінної, від галогенуглеводнів, конструкції холодильної систем, тому його застосування можливо при повній заміні холодильної системи або на нових суднах. Низька енергоефективність R744 є його недоліком. Напевно, поширення у судових холодильних системах, що знаходяться у експлуатації, знайдуть холодоагенти типу R1234yf. Але для них потрібна розробка додаткових технічних рішень з безпеки, тому що такі холодоагенти горючі (класу A2L за ASHRAE).

Ситуація, що склалася з наявними на ринку холодоагентами, наводить на думку, що наявні стандарти будуть змінюватися в бік можливості використання горючих речовин у судових холодильних системах (така тенденція вже спостерігається, наприклад, у ЄС у 2022 р. розглядається питання дозволу застосування холодоагентів класу A2L у залізничному транспорті). До того ж, вже є низка наукових праць, присвячених можливостям використання пожеженебезпечних холодоагентів у судовій холодильній техніці, наприклад [5, 6]. У згаданих дослідженнях повідомлялося, що незручності, пов'язані з ризиком займистості та вибуху холодоагентів, можна подолати за допомогою деяких заходів, таких як: огороження, забезпечення місцевої витяжної вентиляції в місці витоку, використання спеціального обладнання тощо. Наприклад, Компанія Heinen & Norman пропонує очевидне технічне рішення для бортових систем охолодження з легкозаймистими холодоагентами: «Завдяки розміщенню системи охолодження всередині корпусу можлива вибухонебезпечна атмосфера зберігається всередині корпусу під час витоку. За допомогою вентилятора можна вентилювати кожух, щоб суміш газів і повітря могла виводитися за межі кожуха» [7]. Однак відсутня інформація, чи було реалізовано таке рішення на практиці для судової холодильної системи. Таке технічне рішення з використанням холодоагенту R290 цілком можливе перш за все для систем кондиціювання повітря. Однак вимоги до використання легкозаймистих холодоагентів на борту ще не розроблені (за винятком аміаку, який можна використовувати в системах великої потужності, але не для систем кондиціювання). Легкозаймисті холодоагенти (як холодоагенти класу небезпеки A3 - пожеженебезпечні) заборонено використовувати у судовому холодильному обладнанні окрім випадків, коли маса заправки холодоагенту менше 150 г [1]. Однак правила PRS (Polski Rejestr Statków) [8] зазначають: «Холодоагенти

групи III (займисті, такі як R290) можуть використовуватися, за погодженням з PRS, лише для холодильних установок суден для скрапленого газу, де вантаж використовується як холодоагент». При цьому в [8] зазначено, що холодильні установки, що працюють на холодоагенті II або III групи (слабко або сильно горючі) повинні бути встановлені в окремих газонепроникних приміщеннях.

Таким чином, перед судновою холодильною технікою постає задача з поступового переходу на використання холодоагентів з низьким потенціалом глобального потеплення. На першому етапі це поступовий перехід на холодоагенти з GWP менш ніж 2500. Тому на ринку вже з'явилися альтернативні холодоагенти. Наприклад, компанія Wilhelmsen цілу лінійку холодоагентів для суднової холодильної техніки з $GWP < 2500$ – рис. 1.

Усі п'ять запропонованих холодоагентів є пожеже-небезпечними, що є важливим для суднової холодильної техніки. Але, у відповідності до Кігалійської поправки до Монреальського протоколу навіть зазначені вище холодоагенти повинні поступово виводитися з використання. Тобто вони є перехідним варіантом, а у довгострокових перспективах потрібно розглянути можливість використання холодоагентів з низьким потенціалом глобального потеплення. Можливим варіантом є холодоагент R1234yf. Його основні недоліки стосовно суднового холодильного обладнання:

- висока вартість (яка можливо з часом може знизитися);
- горючість.

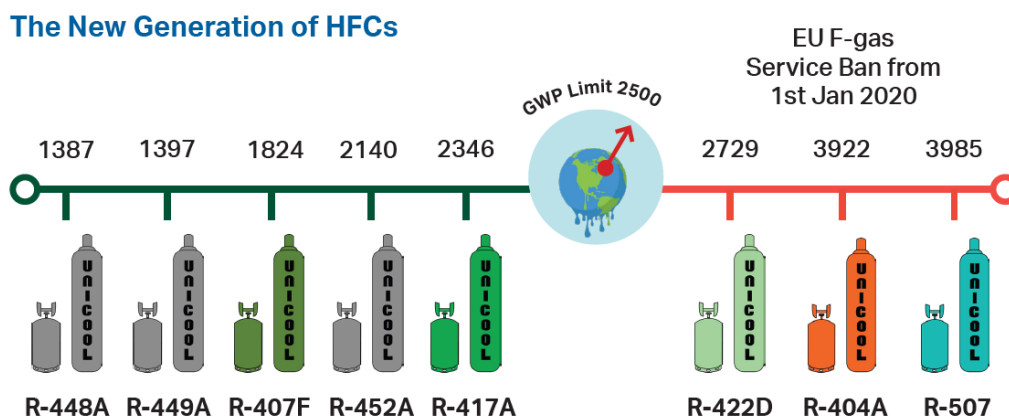


Рисунок 1 - Лінійка холодоагентів для суднової холодильної техніки від Wilhelmsen [9]

R1234yf є хорошим кандидатом для заміни холодоагенту R404A у холодильних машинах як провізійних камер, так й систем кондиціонування. Перш за все, холодоагент повинен мати тиск близький до атмосферного (бажано декілька вище ніж атмосферний щоб уникнути підсмоктування повітря) при потрібній температурі кипіння у випарнику та помірний тиск при температурі конденсації. Для обґрунтування доцільності застосування R1234yf найбільш доцільним є оцінка холодопродуктивності та холодильного коефіцієнту холодильної машини на «старому» холодоагенті R404A та на R1234yf.

В таблиці 1 наведено термодинамічними характеристиками порівнювальних холодоагентів. Параметри, наведені у таблиці, були отримані за допомогою бази даних теплофізичних властивостей холодоагентів RefProp.10.

Таблиця 1 - Термодинамічні характеристики порівнювальних холодоагентів для застосування у холодильній машині провізійної камери

Холодоагент	R404A	R1234yf
Склад холодоагенту, % мас.	R125/R134a/R143 44/4/52	Однокомпонентна речовина
GWP	3952	4
Критична температура, °C	72,1	94,7
Температура нормального кипіння, °C	-46,5...-45,7	-29,8
Теплота пароутворення при атмосферному тиску, кДж/кг	201,1	180,4
Середній тиск при температурі 42 °C, МПа	1,911	1.071
Середній тиск при температурі -27 °C, МПа	0,232	0.113
Неізотермічність кипіння при середній температурі -27 °C, °C	0,64	0

Попередній термодинамічний аналіз холодильного циклу при параметрах роботи холодильної машини провізійних камер показав, що альтернативний холодоагент R1234yf забезпечує більш високий холодильний коефіцієнт, ніж холодоагент R404A. Тобто, перехід на його використання буде сприяти не тільки зниженню емісії парникових газів (при втраті холодоагенту в процесі експлуатації обладнання), але й зниженню енергоспоживання при виробництві одиниці штучного холоду. Але, горючість холодоагенту R1234yf потребує певних технічних мір для його можливості застосування у судновій холодильній техніці. Це питання планується розглянути більш детально у моєї подальшій науковій роботі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Rules for the classification and construction of sea-going ships Part XII Refrigerating Plants ND No. 2-020101-138-E. 2021
2. DNV GL AS. Rules for classification. Ships. Edition July 2019. *Part 6 Additional class notations. Chapter 7 Environmental protection and pollution control*
3. An introduction to A2L refrigerants and their use in Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pump applications. FETA. 2018. <http://www.refcom.org.uk/media/1202/an-introduction-to-a2l-refrigerants-final.pdf>
4. Hennessy W., Cleland D. Projections of HFC stocks and emissions to 2050 in relation to key factors influencing HFC consumption. Prepared for Ministry for the Environment, Wellington. 2020. <https://environment.govt.nz/assets/publications/Projections-of-HFC-stocks-and-emissions-to-2050-in-relation-to-key-factors-influencing-HFC-consumption.pdf>

5. Mota-Babiloni A., Haro-Ortuno J, Navarro-Esbrí J. Experimental drop-in replacement of R404A for warm countries using the low GWP mixtures R454C and R455A // Int. J. Refrig. 2018. Vol. 91. P. 136-145. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.05.018>

6. Memet F. Exergy and energy analysis of a vapour compression refrigeration system for the investigation of a new refrigerant to be used on board the ships // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. ModTech 2021, 23-26 June 2021, Eforie Nord, Romania. Vol. 1182. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1182/1/012046>

7. Propane Chiller. Heinen&Hopman. <https://heinenhopman.com/en/markets/merchant/propane-chiller/>

8. Rules for the Classification and Construction of Sea-going Ships. Part VI. Machinery Installation and Refrigerating Plants, edited by Polski Rejestr Statków S.A., Gdansk. January 2022. https://www.prs.pl/uploads/mor_p6.pdf

9. Refrigerants and Refrigeration equipment. Marine Products. Wilh. Wilhelmsen Holding ASA. <https://www.wilhelmsen.com/>

УДК 621.245

Матвієнко І.С. Дрозд О.В.

Національний університет „Одеська Морська Академія”

Підвищення ефективності роботи сепаратора Mitsubishi SJ-20G

M/V “CHESAPEAKE HIGHWAY”

Для забезпечення роботи машинного відділення M/V “CHESAPEAKE HIGHWAY” у штатному режимі використовувалися два паливні та два масляні сепаратори Mitsubishi моделі SJ20G (рис.1) у складі автоматизованої системи сепарування.



Рис.1 Сепаратор Mitsubishi моделі SJ20G

Конструкція сепараторів Mitsubishi однотипна як для паливного, так і для масляного.

Під час експлуатації враховувалися особливості конструкції. Встановлений усередині корпусу барабан обертається із високою швидкістю 11000 об/хв. Паливо, що надходить всередину барабана через вхідний порт, проходить відцентровий процес сепарування всередині барабана.

Усередині барабана розміщено комплект спеціальних тарілок, у цій моделі 100 штук, які забезпечують ефективний поділ води від палива та високу продуктивність. Вода, відокремлена від палива, збирається в нижній частині барабана, і через дренажний клапан видаляється з сепаратора.

Сепаратори зазначеної моделі працювали з параметрами, які встановлювалися залежно від якості палива, з діапазону:

- Тиск (0.2 - 0.5) МПа; (2-5) бар;
- температура (60 - 90) ° С;
- продуктивність (500 - 3000) л/година.

Регулювання цих параметрів здійснювалося відповідно до поставленого завдання, типу палива та вибору режиму пурифікації або кларифікації та рекомендаціями заводу-виробника сепаратора.

Для забезпечення надійної роботи сепаратора регулярно перевірялися фільтри, і проводилося їх чищення чи заміна. У моніторинг при роботі сепаратора входив контроль за показаннями системи управління, такими як тиск і витрата палива, та регулювання їх відповідно до поставленого завдання, а також запобігання потенційним витокам олії та палива, та контроль за станом системи аварійного відключення.

Відповідно до затвердженого на судні графіка обслуговування та ремонтних робіт, за період рейсу було виконано таке:

1. Чищення та обслуговування барабана: очищення сепараційних частин проводилося двічі на тиждень, фільтрів раз на два дні. Технічний стан ущільнень та інших деталей оцінювався за ступенем зношування та придатності до роботи, з наступною заміною при чищенні барабана сепаратора раз на місяць. 2. Змащування та мастильні роботи: здійснювалися в процесі моніторингу технічного стану деталей, що сполучаються при здійсненні ремонтних робіт та заміни елементів раз на місяць. 3. Моніторинг роботи приводних двигунів та електричної частини: здійснювався контроль правильної роботи приводних двигунів, і за період контракту було замінено сполучну фрикційну муфту. 4. Моніторинг вертикального та горизонтального валів паливних сепараторів здійснювався під час проведення ремонтних робіт із заміни підшипників: радіального для вертикального-упорного валу та радіальних для горизонтального.

Висновки. Для правильної роботи паливного сепаратора Mitsubishi та забезпечення оптимальної ефективності сепарації мастила та води, важливо: встановити правильний тиск сепарації відповідно до типу оброблюваного палива, яке має бути достатнім для ефективної сепарації; -регулювати швидкість циркуляції палива через сепаратор, яка має бути достатньою для забезпечення ретельного змішування палива; -підтримувати оптимальний рівень мастила в резервуарі сепаратора для запобігання зниженню ефективності сепарації;

- регулярно перевіряти стан внутрішньої поверхні барабана та фільтрів з наступним чищенням та заміною;
- контролювати системи аварійного відключення на правильність налаштування та активації у разі позаштатних ситуацій;
- контролювати тиск, витрата та якість відокремленого масла;
- регулярно проводити обслуговування сепаратора, включаючи чищення та перевірку всіх його компонентів;
- стежити за витратою електроенергії та регулювати швидкість обертання барабана сепаратора;
- дотримуватись робочого діапазону температур для сепаратора для виключення екстремальних температур.

Регулярне обслуговування та ретельна перевірка технічного стану та параметрів роботи сепараторів допоможуть підтримувати їх оптимальну продуктивність та надійність..

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Удосконалення системи паливопідготовки суднових середньообертових дизелів / В. Г. Солодовніков, С. В. Сагін // 36. наукових праць. XV Між. наук.-практ. конф. «Науковий огляд фізико-математичних та технічних наук у XXI столітті», М. 27-28 березня 2015 р. – М.: Prospero, № 3 (15), 2015. – С. 55-58.

2. Суворов П.С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння та їх технічна експлуатація. Одеса, 2017 – 473с.

Судова документація M\V “CHESAPEAKE HIGHWAY”.

УДК 629.063

Аріс Фікрет, Афтанюк В.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз шляхів вдосконалення експлуатації суднових одоприймальних пристроїв

Обростання з давнини були відомі людині: вони вкривали корпуси кораблів, і це не могло залишитися непоміченим. До теперішнього часу транспортування 90% вантажів здійснюється за допомогою суден. За останні три десятиріччя обсяги перевезень морем зросли у чотири рази, а людство до тепер витрачає значну кількість коштів та часу на боротьбу з обростанням морського транспорту [1].

Тому показники економічності та надійності роботи суднової енергетичної установки (СЕУ) достатньо залежні від умов роботи системи заборотної

води і пристроїв, що входять в неї. Всі елементи системи забортної води (водозабірні ґрати, кінгстонні ящики, фільтри, трубопроводи, теплообмінні апарати та арматура) під час експлуатації піддаються суттєвому біологічному обростанню завдяки взаємодії з морською водою.

В теперішній час, з багатьох відомих способів запобігання біологічному забрудненню найбільш широке поширення на суднах отримав спосіб електролізного хлорування морської води, де необхідну кількість протиобростаючого реагенту (в основному гіпохлорида натрію) отримують безпосередньо на борту судна за допомогою електролізера [2].

Разом з досить високою ефективністю електролізних систем, вони також мають ряд недоліків, які можуть бути удосконалені. Для вдосконалення цих систем виникають ряд теоретичних та практичних задач, з яких одним із важливих є вибір раціональної конструкції водозабірних ґрат (решітки), що можна також використовувати в якості розподільника протиобростаючого реагенту [3].

В роботі [4] запропонована конструкція модернізованої решітки для судових систем охолодження. Основною особливістю цієї решітки є використання перфорованих труб-ребер (рис. 1) з яких подається реагент для запобігання біологічного забруднення.

Використання цієї конструкції повинна дати можливість [4]:

- запобігати змиванню реагенту, у процесі руху забортної води у решітці, за межі водоприймального пристрою, тобто за борт;
- забезпечити досягнення струменів реагенту, які виходять з отворів на поверхні протилежного ребра решітки;
- організувати шляхом особливого розташування отворів перфорації на протилежних розподільчих трубках суцільний шар реагенту, що дасть можливість виконати обробку протиобростаючим реагентом всіх зовнішніх поверхонь ґрат;
- забезпечити добре перемішування реагенту та води, що надходить у кінгстонні ящики;
- ефективно використовувати решітку, при подаванні крізь отвори пари.

В роботі [4] була обґрунтована необхідність проведення експериментальних дослідів для визначення міст розміщення та кількості отворів в решітці.

Авторами в [5] для виконання експериментальних дослідів модернізованої решітки розроблено твердо-тільну модель перфорованої труби-ребра овального перерізу решітки за допомогою якого можна провести комп'ютерне моделювання.

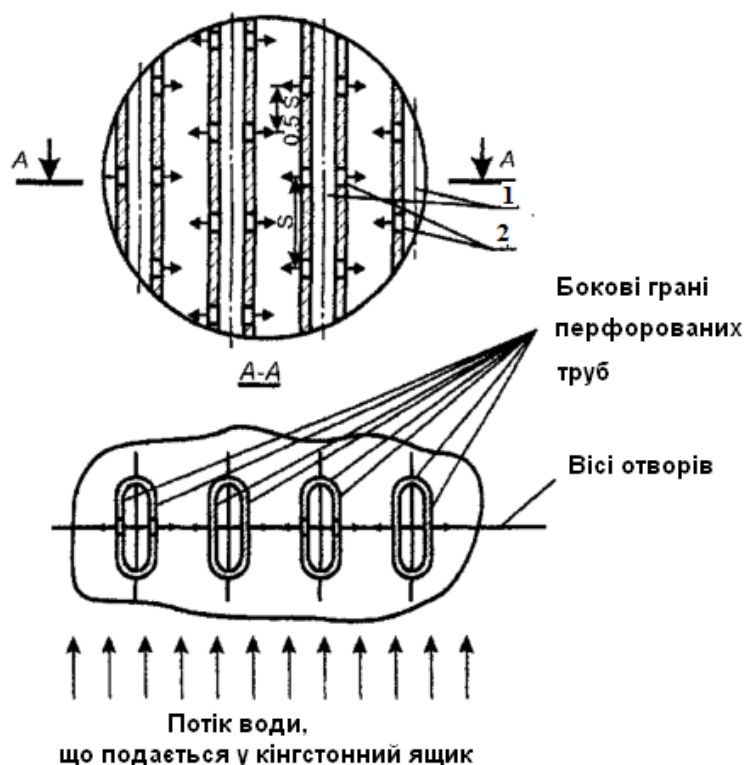


Рисунок 1 – Конструкція модернізованої решітки [4]: 1 - труби-ребра; 2 - отвори

Для визначення ефективності розподілу реагенту була спроектована та створена твердо-тільна модель дослідного стенду (рис. 2), на якій проведена серія комп'ютерних дослідів [6].

На розробленому стенді авторами [6], проведено ряд експериментів по визначенню технологічних та конструктивних параметрів роботи решітки. Для визначення необхідної кількості реагенту, що подається в решітку задавали витрату реагенту що надходить, та досліджували картину розповсюдження реагенту в перерізі решітки та далекобійність струменів у різних отворах (рис. 3).

Моделювання руху реагенту проведено для трьох режимів:

перший режим, кількість реагенту, що подається становить 1 кг/с;

другий режим, кількість реагенту, що подається становить 3 кг/с;

третій режим, кількість реагенту, що подається становить 5 кг/с;

З наведених на рис. 3, «картин в перерізі» просліджується, що при збільшенні кількості реагенту в інтервалі від 1 кг/с до 5 кг/с відбувається суттєва зміна картини гідродинамічних течій. При першому (рис 3, *a*) та другому режимі (на рис. 3, не наведений) відбувається помірний розподіл реагенту по отворах, в третьому режимі забезпечується добре розподілення реагенту [6].

Попередні дослідження течій проведені для трьох режимів подавання реагенту (при 1 кг/с, 3 кг/с та 5 кг/с), довели «працездатність» розробленої комп'ютерної моделі експериментального стенду.

Наведені результати моделювання є попередніми. та потребують проведення дослідів на інших режимах роботи решітки для накопичення інформації для проведення оптимізації конструкції.

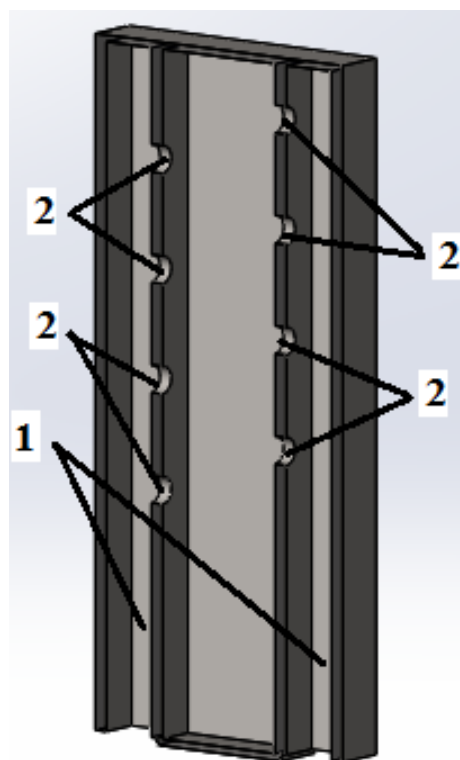
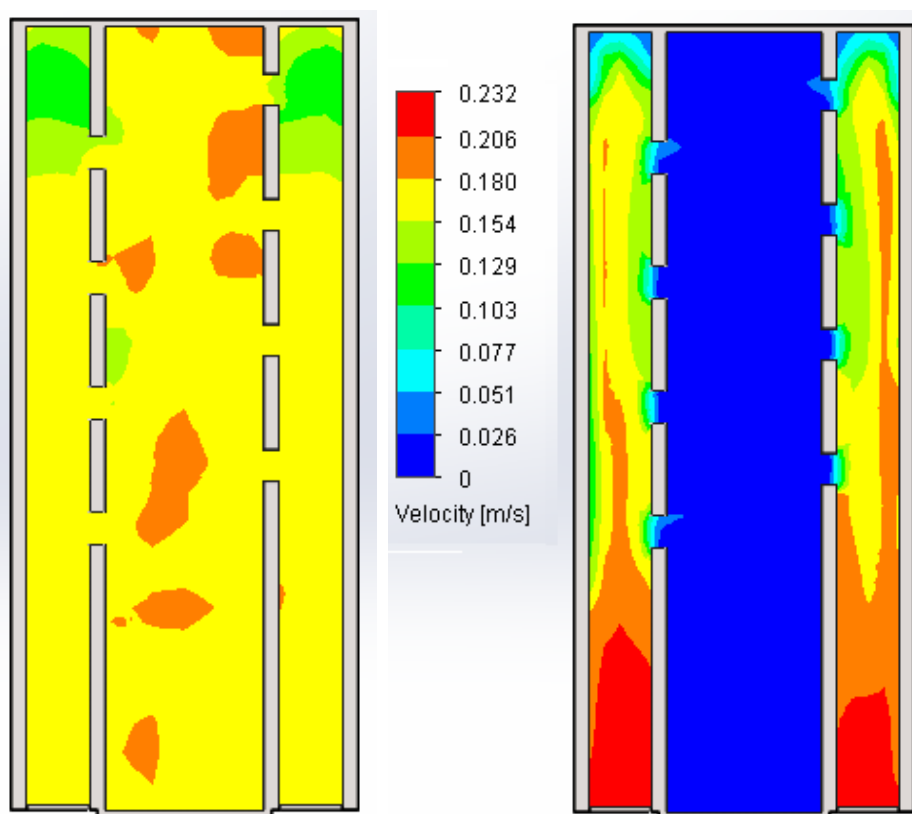


Рисунок 2 – Комп'ютерний дослідний стенд для моделювання течій у водозабірній решітці [6]: 1 - труби-ребра; 2 – отвори



а) б)

Рисунок 3 – Візуалізація результатів моделювання витикання реагенту з отворів у трубчастій водозабірній решітці [6]:
а – перший режим; б – третій режим

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Dafforn K.A. Antifouling strategies: history and regulation, ecological impacts and mitigation / K.A. Dafforn, J.A. Lewis, E.L. Johnston // *Marine Pollution Bulletin*. – 2011. – Т. 62. – № 3. – С. 453–465.
2. Біологічні основи боротьби з обростанням: Збірник./Київ: Наукова думка, 1973. – 140 с.
3. Абрамов В.А. Анализ эффективности способов предотвращения обрастания в системах забортной воды, используемых на морских судах / В.А. Абрамов, Б.А. Павленко // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* - 1998. - № 1. - Одеса: ОНМА. - С. 52-58.
4. Абрамов В.А. Совершенствование режимов и повышение эксплуатационной эффективности судовых электролизерных противообрастающих систем путем управления карбонатным равновесием морской воды / В.А. Абрамов // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* - 2010. - № 26. - Одеса: ОНМА. - С. 75 - 100.
5. Афтанюк В.В., Гаврілкін О.Є., Кіріс О.В. Розробка моделі водозабірних систем решіток кінгстонів суднових систем охолодження. МАТЕРІАЛИ Міжнародної науково-технічної конференції на тему "МОРСЬКИЙ ТА РІЧКОВИЙ ФЛОТ: ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ " 24.03. 2022–25.03.2022. – Одеса: НУ "ОМА", 2023. – 209 с.
6. Афтанюк В.В., Гаврілкін О.Є., Кіріс О.В. Моделювання подавання реагенту у водозабірних решітках кінгстонів суднових систем охолодження. Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 22.03.2023 – 23.03.2023. – Одеса: НУ "ОМА", 2023. – 212 с.

УДК 621.431.74

Новак В.С., Ващенко В.О., Богач В.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Лубрикаторні системи суднових МОД з електронним управлінням

В останні роки тенденція переходу на електронне управління стала широко проявлятися у розвитку суднових малооборотних дизелів (МОД) з орієнтацією на електронне управління всіма основними процесами функціонування дизеля (подача палива, пускового повітря, циліндрового масла, газообміну) замість традиційного механічного управління за допомогою кулачних розподільчих валів. Це стало можливим на базі загального розвитку електронних систем управління, спрямованого на повну комп'ютеризацію на базі вдосконалення елементної бази, програмного забезпечення та надійності.

Використання в системі управління двигуном мікропроцесорів дозволило в основному вирішити проблему організації мащення циліндрів. У традиційній системі, де використовується механічний привід лубрикаторів, ряд фірм для зменшення подачі масла до циліндрів при зниженні навантаження двигуна пов'язували механізм подачі з положенням рейки паливних насосів [1,2]. Але, на жаль, не могли досягти синхронізації подачі з рухом поршня робочого циліндра, а це призводило до того, що частина масла, що надходить зі штуцерів, потрапляла в циліндр над поршнем, і при його русі вгору поршневыми кільцями переміщалося в напрямку камери згоряння, де вигорало. Частина масла виходила зі штуцерів циліндра під поршень і при його русі вниз кільцями закидалося в продувні та випускні вікна.

Мастило, подане в циліндр лубрикатором, повинно розділяти третю поверхню ЦПГ шляхом створення на них шару, що складається з адсорбованих полярних молекул (граничне мащення) або більш товстого шару масла (рідинне мащення). Кількість мастила має бути достатнім для нейтралізації лужними сполуками корозійно-активних кислот, що конденсуються на стінках циліндра при роботі двигуна на сірчистих паливах.

При використанні в двигуні важкого палива з високим вмістом сірки рекомендується перед початком маневрів збільшити подачу масла і повернути її на колишній рівень лише після виведення двигуна на режим постійного навантаження. Це запобігає корозії дзеркала циліндрів і поршневих кілець під час зупинки двигуна, коли через природну тягу з проникаючого в холодні циліндри повітря на їх стінках випадає конденсат.

Кількість поданого масла повинна відповідати рекомендаціям фірм та досвіду експлуатації конкретного двигуна. Важливі також організація газообміну, розташування мастильних отворів, температури поршня, втулки, поршневих кілець. Стосовно кожного типу двигуна визначається діапазон значень витрати масла залежно від його якості (лужності) і, що особливо важливо, технічного стану двигуна.

Концепція нової системи мащення циліндрів з електронним керуванням представлена на рис.1. Масло з цистерни поступає в насосну станцію, де його тиск піднімається до 4,5 МПа і направляється в індивідуальні для кожного циліндра акумулятори і далі в лубрикатори [3,4].

Лубрикатор 1 (рис.2) оснащений поршнем гідропідсилювача 5, подача масла на який здійснюється через швидкодіючий двопозиційний клапан 4, керований мікропроцесором. Поршень надає руху розміщеним по колу плунжерам насосів високого тиску, що забезпечують подачу однакових кількостей масла по всіх точках мащення і, практично, в один момент часу. Збільшення подачі досягається збільшенням частоти подач, зменшення – навпаки.

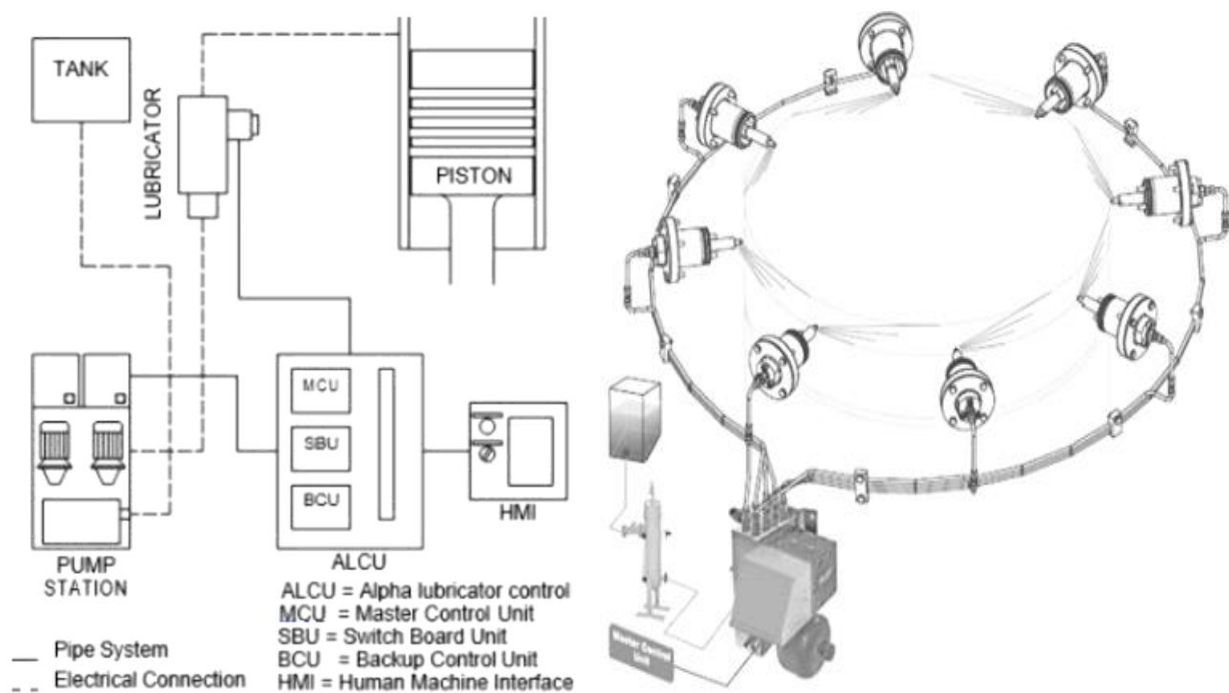


Рис. 1. Система мащення циліндрів з електронним управлінням

Час уприскування задається мікропроцесором з великою точністю для того, щоб надходження масла в циліндр відбувалося в період, коли поршень своїм комплектом кілець знаходиться в площині штуцера. Тривалість подачі вкладається в 0,1 град., п.к.в. Величина створюваного плунжерами тиску в нормальних умовах становить 4,5 МПа (рис.3).

При тривалій роботі на часткових навантаженнях слід зменшити подачу циліндрового масла, інакше можливі значні відкладення та закоксування поршневих кілець. Величина подачі мастила в сучасних двигунах може змінюватися автоматично: на малих навантаженнях одна подача через кожні 4...6 обертів вала. При недостатній витраті циліндрового мастила (або недостатньої лужності) може виникнути інтенсивний знос або задирання втулок [1,3]. Зношування втулок і кілець можна контролювати за допомогою індикатора зносу за кількістю включень у пробі мастила взятої з підпоршневої порожнини, а також за кольором плями на папері, за кількістю блискіток металу в пробі, та шляхом обміру втулок.

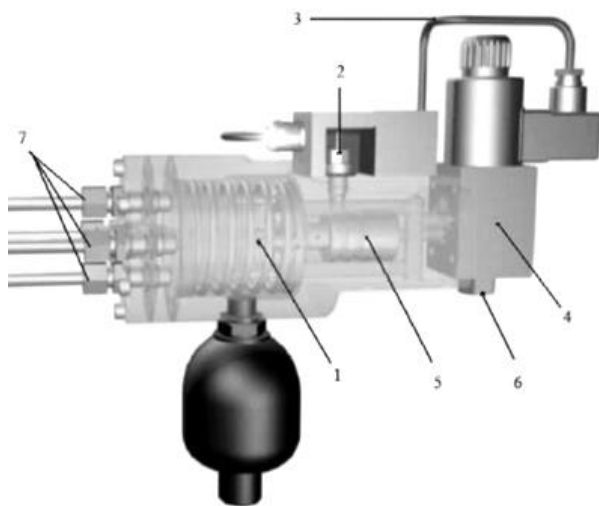


Рис.2. Лубрикатор з електронним управлінням

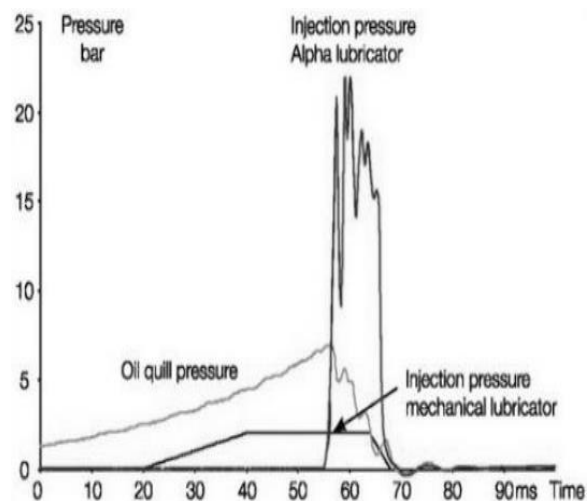


Рис.3. Характер зміни тиску в системі мащення

Огляд циліндрової втулки дає уявлення про правильність вибору дозування. Вигляд робочої поверхні втулки має бути рівномірний блискучий. Нижня частина поршня повинна мати чистий маслянистий вигляд. Компресійні кільця мають бути легко рухливими.

Відкладення нагару у вікнах мають бути незначними (рис.4). Правильність дозування по лужності контролюють шляхом відбору проб (через 200 ... 300 годин роботи) з підпоршневих порожнин і визначення в них залишкової лужності. При правильно обраному дозуванні та відповідності мастила використуваному паливу залишкова лужність повинна становити 10...15% лужності свіжого мастила.

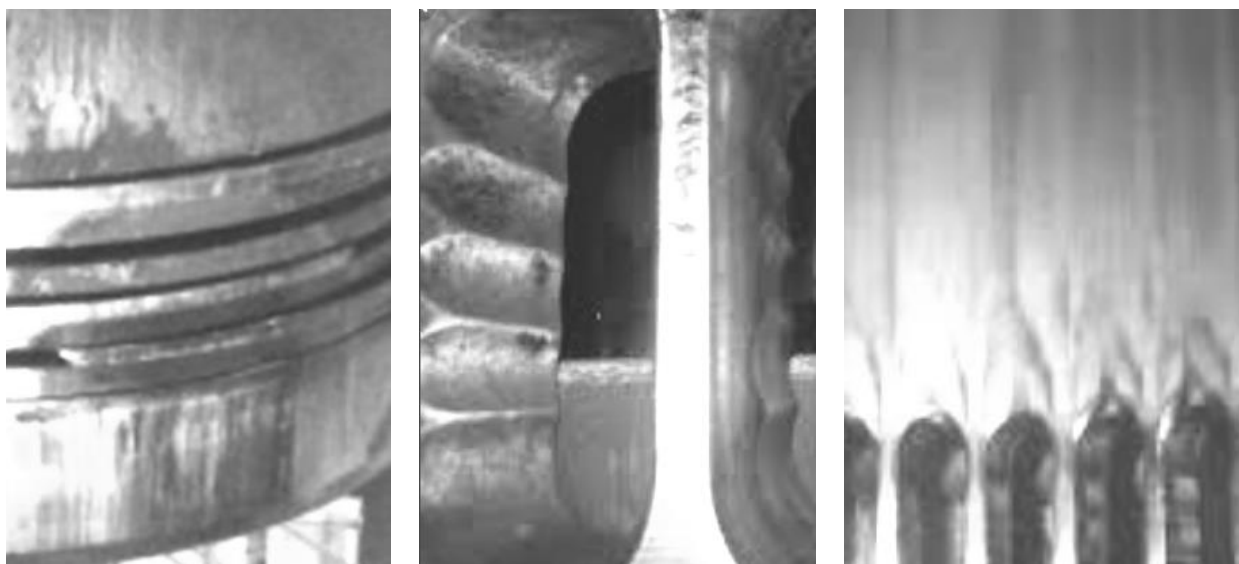


Рис.4. Стан деталей ЦПГ при достатньому дозуванні мастила

На практиці залишкову лужність визначають наступним чином: вона чисельно повинна дорівнювати процентному вмісту сірки, якщо паливо дистилатне, і подвійному вмісту сірки у відсотках, якщо паливо важке.

Надмірне мастило, крім збільшення витрати і відповідно витрат на масло, сприяє нагароутворення в кепах поршня, що веде до залипання кілець. Нагар зумовлює підвищене зношування канавок [5,6]. При зносі канавок в поршні збільшується насосний ефект кілець і отже витрата масла.

Насосна станція складається з двох окремо працюючих насосів, змійовика підігрівача, фільтрів і танка всмоктування. Подача струму до панелі насосної станції здійснюється від двох окремих автоматичних вимикачів, один забезпечує кожен насос.

Розподільник навантаження з'єднаний з паливною рейкою таким чином постійно розподіляючи паливний індекс (%) до головної контрольної установки, яка по навантаженню двигуна визначає кількість обертів двигуна. Вал кодуєчого пристрою розміщений на кінці колінвала, а сигнали передаються на панелі комп'ютера через розподільну коробку.

Резервна система пуску включає два тахометри у блоці на маховику, таким чином відправляючи сигнал числа оборотів на резервну контрольну установку. Резервні датчики також з'єднані з головною контрольною установкою з метою спостереження. На панелі інтерфейсу (рис.5) оператора можливе регулювання мастила окремого циліндра, виходять різні значення та аварійні сигнали, є кнопки контролю насосною станцією, можливо ручне регулювання передпускового мастила. Ця панель встановлена в ЦПУ машинного відділення.

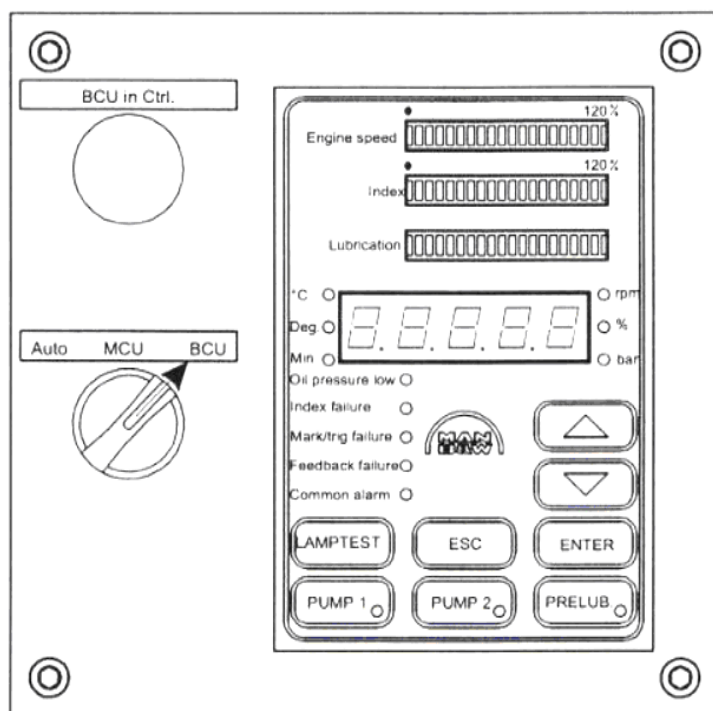


Рис.5. Панель інтерфейсу системи мащення

кута кодуєчого пристрою, ВМТ циліндра і позиції пуску колінчастого вала. Лубрикаторна система зазвичай розрахована на упорскування масла на блок кілець під час такту стиснення [4].

- швидкість подачі контролюється за допомогою зміни частоти упорскування.

Принцип роботи:

- насосна станція подає масло під тиском 4 ... 5 МПа на лубрикатори.

- головна контрольна установка управляє упорскуванням масла за допомогою дії соліноїдного клапана розташованого на відповідному лубрикаторі.

- зворотний сигнал від кожного лубрикатора визначає, що відбулося впорскування масла. Це показує світловий діод, розташований у проміжному блоці кожного циліндра.

- визначення часу груктується на двох сигналах

- частота упорскування залежить від індексу та швидкості, і зазвичай пропорційно середньому ефективному тиску.

- швидкість подачі основного циліндрового масла визначається як співвідношення між числом упорскування і ходом плунжера лубрикатора.

- на панелі інтерфейсу оператора регулювання швидкості подачі для окремого циліндра можлива між 60% і 200%. Значення за умовчанням 100%. - під час нормальної роботи система керується головною контрольною установкою.

Якщо в системі з'являються помилки, загальний аварійний сигнал спрацює в ЦПУ. Детальний звіт про сигнал вийде на панель інтерфейсу оператора.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Богач В.М. Недоліки лубрикаторних систем суднових двигунів MAN-B&W / В.М. Богач, Ю.М. Довіденко, І.М. Слободянюк // Суднові енергетичні установки: наук-техн. зб. Вип. 41. - Одеса: НУ «ОМА», 2020. – С. 149-156.
2. Бузовський В.А. Тенденції розвитку лубрикаторних систем суднових дизелів / В.А. Бузовський, В.М. Богач, М.В. Драгомир // Суднові енергетичні установки: наук-техн. зб. Вип. 42. - Одеса: НУ «ОМА», 2021. – С. 25-34.
3. Bogach V. Performance efficiency lubricator systems of marine diesel engines / V. Bogach, A. Shebanov // European Applied Sciences, November, №11, 2016 - pp. 24-29.
4. Богач В.М. Вплив газу на рух мастила по дзеркалу циліндра / В.М. Богач, А.М. Шебанов, Ю.М. Довіденко, І.Е.Єлінський. // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. - Одеса: НУ «ОМА», 2021. С.126-139.
5. Богач В.М. Особливості роботи лубрикаторних систем суднових довгоходових двигунів / Богач В.М., Довіденко Ю.М., Дуранов О.П. // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 44. - Одеса: НУ «ОМА», 2022. С. 53-63.
6. Богач В.М. Аналіз умов подачі мастила в циліндри суднових ДВЗ / Богач В.М., Обертюр К.Л., Довіденко Ю.М. // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 46. - Одеса: НУ «ОМА», 2023. С. 5-16.

УДК 629.12.565.3

Stiranec Ya.I., Kachurka Ya.I., Zhuravlov Yu.I.

National University "Odessa Maritime Academy",

Analysis of defects affecting the performance of parts of ship's technical equipment

Parts of the ship's technical equipment wear out in the course of its operation, as a result of which their sizes and shapes change. When parts reach a critical state, failure occurs and repairs are required to restore their performance.

The need for repair may also arise due to a sudden failure caused by jamming of moving joints, jamming of the shutter, breakage of drive parts, equipment, and so on. Parts of ship's technical equipment can be subjected to various types of wear and tear. There are the following types of parts wear:

- Mechanical wear and tear. Mechanical wear occurs as a result of mutual friction of parts (for example, sealing rings of latches, spindle and running nut in their threaded connection, shafts in sliding bearings). As a result, mechanical wear depends on the operating forces, the strength and hardness of the metal of the parts, the number of operating cycles of the ship's technical equipment and the wear resistance of the rubbing surfaces. Oxidative processes occurring in the surface layer of the metal (oxidative wear), processes of microcutting by abrasive particles (abrasive wear), fatigue processes on the metal surface of gear wheels and ball bearings (fatigue wear), processes of metal adhesion, wintering can play a decisive role in mechanical wear. removing roughness.

- Erosive wear. Details of ship's technical equipment that perform liquid throttling are subject to erosive wear: plungers and seats of throttling and regulating valves. Wear during erosive wear depends on the throttling mode of the liquid, the duration of its action on the part and the properties of the material of the part. The processes of crevice and impact erosion and cavitation destruction of metal are distinguished. With crevice erosion, the surfaces of the parts are eroded by the action of a jet of wet steam passing at high speed through the gap formed by the saddle and plunger. In impact erosion, the material is destroyed by the impact of water droplets on the surface of the part. In the cavitation mode of movement in the flow of a fast-moving medium and corresponding hydrodynamic conditions, bubbles (voids) are formed as a result of a violation of its integrity. Collapsing, they create local hydraulic shocks, which, acting on the metal surface, destroy it.

- Thermal wear. Thermal wear, or thermal aging of metal, is the result of structural transformations that occur in materials during heating. The most characteristic, for example, is the aging of rubber, as a result of which it loses elasticity, becomes brittle. The stuffing box burns out and hardens under the influence of high temperature and pressure.

- Chemical wear. Chemical wear occurs as a result of corrosion - the chemical action of working environments on the material of parts of ship's technical equipment. As a result, chemical compounds with low mechanical properties are formed, which are destroyed under the action of force loads or washed out by the working environment. Salts and gaseous substances can be dissolved in condensate and feed water: air oxygen, carbon dioxide, nitrogen, ammonia, hydrogen, etc. However, metal corrosion is caused only by solutions of salts, oxygen and carbon dioxide. Despite desalination and deaeration, a certain amount of substances that cause corrosion of metals remain in the water, as a result of which oxides are formed that settle on the walls of the equipment, including on the surfaces of parts of the ship's technical equipment [1].

- Corrosion. Corrosion can manifest itself in different ways: general (of the entire metal surface); cracks (cracking of steel); crevice, intercrystalline, pitting (ulcer,

point) and others (knife, erosion, selective etching). For marine equipment, the greatest danger is corrosion cracking of steel, which occurs under the simultaneous action of the environment and mechanical stress, including residual stress, for example, created after welding or heat treatment. High-strength steels and alloys are most prone to corrosion cracking: cracks can develop between crystal grains (inter-crystalline corrosion) or crossing grains (transcrystalline corrosion).

The listed mechanical, erosive, thermal and chemical wear under known conditions can act simultaneously, which accelerates the failure of parts. Since during the operation of the ship's technical equipment, the processes of wear and tear of parts occur continuously, systematic monitoring of their technical condition is necessary to detect possible malfunctions.

The task of the research will be to determine the weakest points of the ship's technical equipment, in particular, the connections of the parts "shaft-sliding bearing" for their quick detection during the incoming inspection. It is also important to compare the criterion dependencies of the gap for two different types of fittings.

Analysis of the situation shows that the prerequisites for the failure of ship technical equipment can be divided into four groups [3]:

1 - damage of a factory nature, appearing in case of low-quality initial control of ship's technical equipment at the factory;

2 - damage that occurred during transportation or factory damage that was not detected during incoming inspection;

3 - damage that occurred directly during operation (vibration and erosion-corrosion damage);

4 - damage caused by poor-quality repair of the ship's technical equipment and its components.

Tables of the main malfunctions and damage of ship technical equipment based on the results of the analysis of ship repair shops are presented below (Table 1, 2).

As it can be seen, the main problems of parts of ship's technical equipment are tied to 2 factors: aging and wear of their surfaces, i.e. problems of their operation and design and manufacturing errors, which represent factory causes [2].

The analysis of the sample shows that only 12.5% of the initial fittings worked without evidence, that is, without failures. At the same time, the main flow of failures falls on shut-off and regulating fittings (more than 80%). Tables 1-2 show which parts of ship technical equipment are most prone to damage [4].

Damage occurs from aggressive actions of vibration, erosion, corrosion, highly toxic chemicals. Indirectly, this reflects both the purpose of the parts of the ship's technical equipment and the place of their installation.

Table 1 also shows that about 20% of damages are the result of factory defects.

Table 1. Distribution of malfunctions of parts of ship technical equipment by types and causes of damage:

<i>Armature type Reasons for failure</i>	<i>Control valve</i>	<i>reverse lapan</i>	<i>slide valves</i>	<i>shut-off valve</i>	<i>safety valve</i>	<i>Electromagnetic valve</i>	<i>water level indicator</i>	<i>In total</i>
<i>without indications</i>	58	30	40	8	32	9	36	212
<i>electrical actions</i>	14	-	13	2	1	2	-	32
<i>aging</i>	100	21	154	103	55	15	43	497
<i>pollution</i>	21	-	6	9	5	2	4	47
<i>wear and tear</i>	150	13	91	194	143	42	4	637
<i>inconsistency of the material</i>	16	1	11	-	4	-	1	33
<i>management, influence. equipment</i>	12	1	24	5	5	3	2	52
<i>impact of submission</i>	3	-	-	2	1	1	2	9
<i>recipient influence</i>	-	-	1	-	-	-	-	1
<i>corrosion</i>	1	-	2	1	2	-	1	7
<i>maintenance</i>	2	1	3	2	2	-	-	10
<i>manufacturing errors</i>	36	-	19	12	14	17	6	106
<i>design errors</i>	18	1	5	1	3	16	-	44
<i>In total</i>	433	68	369	339	207	107	104	1687

At present, the incoming control of ship's technical means is mainly of a documentary nature. Thus, upon receipt of the ship's technical equipment from the factory, the completeness of the documentation and detailing of the equipment is checked. In some cases, the equipment is inspected for visible damage: dents, corrosion, and the like. As a rule, repair and installation organizations also do not conduct special tests for details of ship's technical equipment and carry out installation based on trust in the manufacturing plant. Below are the main goals and tasks of input control [8]:

Table 2. Distribution of failures of ship technical means by purpose and by component units [5]

<i>Distribution of refusals</i>		<i>Locking</i>	<i>Regulating</i>	<i>Protective</i>	<i>Precautionary</i>
		0,62	0,24	0,11	0,03
<i>Flange connections, Gland connections, Guides of removable parts</i>	0,29	0,18	0,07	0,03	0,01
<i>Removable parts</i>	0,58	0,36	0,14	0,06	0,02
<i>Drive</i>	0,08	0,049	0,019	0,009	0,002
<i>Electrical part</i>	0,05	0,031	0,012	0,006	0,001

Input control (IC) of products is carried out for the purpose of:

- prevention of starting production of products that do not meet the established requirements;

- protection of the shipowner's economic interests.

The main tasks of incoming control are:

- conducting incoming control at the stage of receiving products to warehouses in the scope of technical inspection (IC-1);

- conducting incoming control at the stage of receiving products from warehouses to production in the scope of technical control (IC-2);

The applied volumes and methods of control depend on the purpose of the products. Special types of metal control are carried out by the metal control department at the request of IC curators [5].

As you can see, these recommendations do not allow you to detect factory design and manufacturing errors, at best, you can only determine the incompatibility of the metal with the declared product.

Taking into account the above, it seems appropriate to implement at ship repair enterprises the method of selective incoming control of parts of ship's technical equipment immediately before their installation, or during incoming control. The proposed type of input control connects almost all the main parameters of the parts of the ship's technical equipment - their conventional diameter, pressure at the input with guaranteed closing of the valve, permissible passage of the medium and nominal torque. The typical dependence of the passage of parts of the ship's technical equipment depends on the torque on the rod at a constant pressure at the inlet, shown in Fig. 1. The dependence is shown taking into account studies [9] and looks close to a parabola [7].

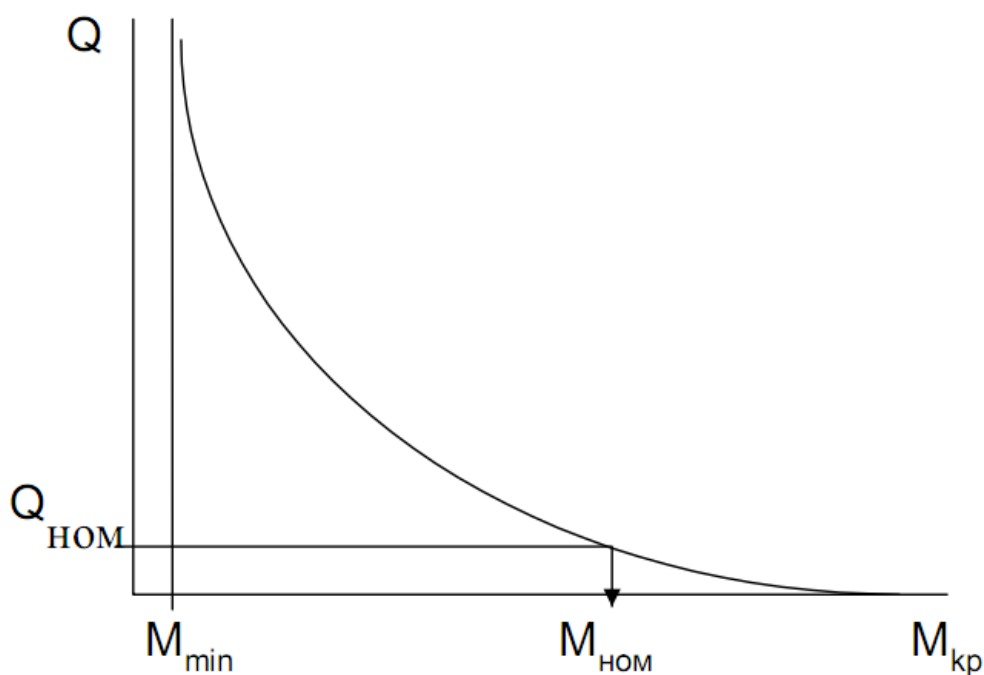


Fig. 2.1. Dependence of the passage of ship technical means on the degree of rotation: Q_{nom} - nominal pass of ship's technical means according to their passport data; M_{nom} - the nominal torque, which ensures the regular passage of the armature; M_{KR} is the critical torque that leads to the failure of the armature rod.

Conclusions.

Experimental studies have shown that this method of control allows not only to establish the level of leakage of the armature, but also to determine the necessary degree of its closing by torque, for example, on an installed electric drive. In addition, this method of control allows detecting inoperable nodes, which cannot be done by visual control [9].

Such control will allow to detect not only design errors, but also discrepancies in the cost characteristics of the same type of ship's technical equipment and the omission of ship's technical equipment during their scheduled closure.

REFERENCES

1. Pavlyshyn P. Damage to power valves and their input control. 11 Proceedings of the Odessa Polytechnic University, 2019. - Vol. 3(59). - with. 64-67.
2. GOST 24297-87. Input control of production. Basic provisions. - Feniks: Standartinform. - 2009. - 9 p.
3. Pavlyshyn P.Ya. Experimental Research of Valve Tightness at Different Closure Forces / Korolyov A.V., Pavlyshyn P.Ya., Bandurko I.V. // Nuclear and security. -4(80).-2018.-c.21-24.
4. Gurevich D.F. Calculation and construction of pipeline fittings. Lviv: LKY Publishing House, 2008. - 1056 p.
5. Fillipov G.A. Hydrodynamics and heat-mass exchange in the presence of surface-active substances / Fillipov G.A., Saltanov G.A., Kukushkin A.N. – Oldi: Energoatomizdat, 1988. - 184 p

6. Idelchik I.E. Handbook of hydraulic connections. Feniks: Mashin, 1975. - 557 p.

7. Pavlyshyn P. Device for electric drives torque diagnostics and its characteristics study // Koroliov A., Kozlov I., Pavlyshyn P., Turmanidze R., Yeputatov Yu. // Lecture notes in mechanical engineering, 2020. - p. 159-165.

УДК 621.431.74

Рябокін М.Ю., Генріх Д.В., Мельник О.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

Класифікація зварювання металу по введеній енергії за фізичними ознаками (зварювання, пайки, температура тертя) .

Технологічний процес при якому отримують міцні з'єднання металевих крайок виробів і конструкцій, шляхом встановлення міжатомних зв'язків, при нагріванні, за допомогою зварювального обладнання, або його пластичної деформації називають *зварюванням*.

Класифікують зварювання металів за трьома фізичними ознаками - форми енергії, яка вводиться, величини тиску і типу інструменту, що використовується для зварювання, як носія енергії.

За видом енергії зварювання підрозділяють на три класи:

- **перший клас - термічний**, - в нього входять зварювальні роботи в яких застосовують тепловий вид енергії, наприклад - електродугове зварювання, газове, термітне, плазмове зварювання, електронно-променеве, електрошлакове та зварювання за допомогою лазера;
- **другий клас – термомеханічний** - до нього відносять зварювання із застосуванням тиску і теплової енергії - дифузійне зварювання, газотискове зварювання і контактне зварювання;
- **третій клас - механічний**, і в ньому застосовують тиск і механічну енергію. Використовується він в ультразвуковому зварюванні, тертям .

Розподіляють зварювання металів з технічних ознаками або способами захисту зони зварювання, ступеня її механізації і безперервності процесу.

За способами захисту зварювання може проводитися у вакуумі, в повітрі, в захисному газовому середовищі, під флюсом, в комбінованого захисту і в піні. Застосовують при цьому активні гази - вуглекислий, азот, водяна пара, водень, і їх суміші, і інертні гази - гелій, аргонний газ, і їх суміші. Зварювання може бути з перервами і безперервним. А по своїй механізації, виконується: вручну або механізовано, а також бути повністю автоматизованим. Струм може бути постійним, пульсуючим або змінним. Дуга - стислою або вільною, від однієї, до двох і декілька електричних дуг. Зварювальний струм по своїй полярності може бути прямим або зворотним. За покриттям електроду - стрічковим, покритим дротом або яке не плавиться.

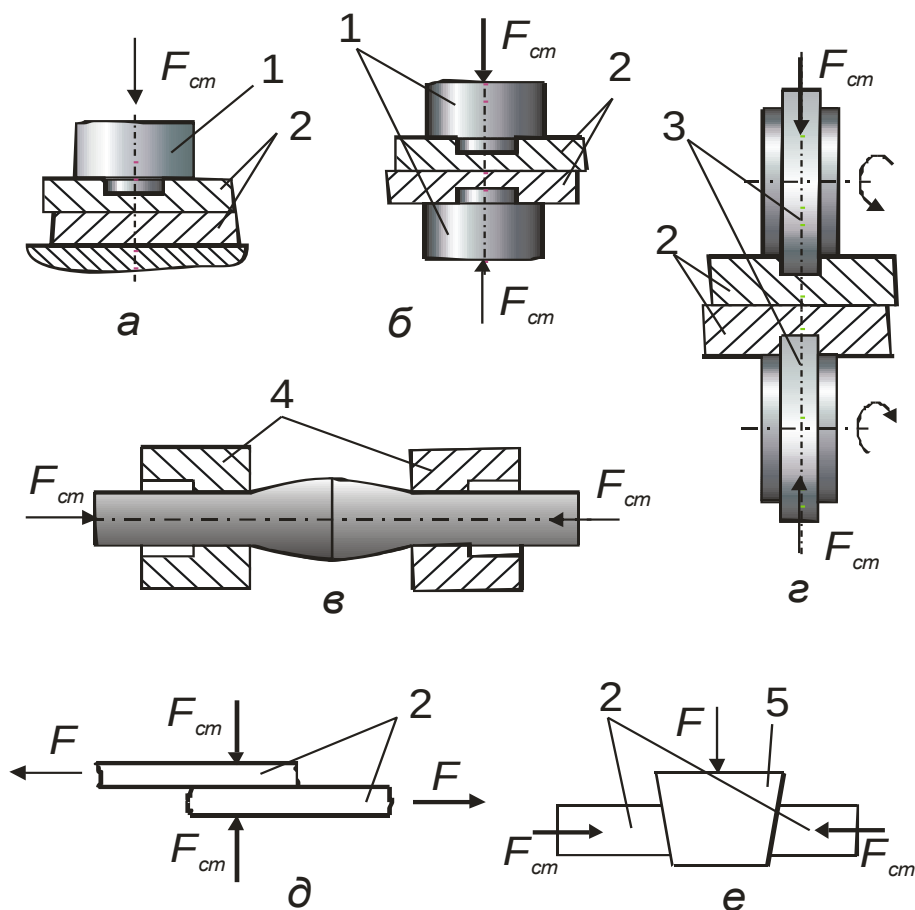


Рис.1. Схеми холодного зварювання: а – місцеве з одним пуансоном; б – місцеве із двома пуансонами; в - стикова; г – шовна; д, е - зрушення; 1- пуансони; 2 – деталі, що зварюються; 3 - ролики; 4 - затискачі; 5 – клин.

Електродугове зварювання – це найбільш популярний спосіб виконання зварювальних робіт, при яких використовується електрична дуга.

Для даного виду зварювальних робіт потрібно потужнострумове джерело живлення з малою напругою. До одного з затискачів такого апарату під'єднують електрод для зварювання, до іншого – виріб, що зварюється. Розплавлення кромek деталей, які необхідно з'єднати, здійснюється дуговим електричним розрядом. При цьому значення електродуги має температуру понад 5 тисяч градусів, що вище температури, при якій плавляться будь-які відомі людству метали. Завдання дуги полягає в тому, щоб перетворити в теплоту електроенергію. Під впливом отриманої теплоти відбувається розплавлення електродного металу і зварювальних поверхонь. Це призводить до формування зварювальної ванни, де метал зварювального стрижня взаємодіє з металом деталі. А що утворюється при такому процесі шлак йде на поверхню, створюючи плівку, що виконує захисну функцію. Після того як метал твердне, виходить міцне і якісне з'єднання.

Залежно від способу зварювання деталей різних металів, зварювання металів також поділяють на: газове зварювання, термітну зварювання, електрошлакового, плазмову зварку, електронно-променеву зварювання, лазерну зварювання, контактний вид зварювання, який в свою чергу поділяється на

точкове зварювання, шовний, стикового, рельєфну, шовний-штикову, дифузійну зварювання, газопрессовая зварювання, ультразвукову зварку, зварювання тертям і холодне зварювання.



СПИСОК ВИКАРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. <https://zvarka.info/elektrodugove-zvaryuvannya-najpopulyarnishyj-vyd-zvaryuvalnogo-proczesu/>.
2. Комбіновані лазерно-дугові процеси обробки матеріалів [Текст] : у 2 ч. Ч. II. Теологічні можливості комбінованого джерела тепла і взаємовплив його складових / В. С. Коваленко, І. В. Кривцун // Наукові вісті НТУУ "КПІ". – 2001. – № 6. – С. 47–66.

УДК 621.431.74

Шевчик К.Т., Костюченко Є.Ф.

Національний університет «Одеська морська академія»

Суть способу підводного зварювання.

Фізичні і теплотехнічні властивості води та повітря істотно відрізняються, зокрема в порівнянні з повітрям густина води приблизно в 850 разів, теплємність в 4 рази і теплопровідність в 25 разів більші, що суттєво впливає на характер проходження процесів у зварювальній дузі і властивості зварних з'єднань.

Необхідною умовою існування дуги є наявність парогазового пузиря, який утворюється навколо дуги. Він виникає в початковий момент зварювання при торканні електродом виробу. За рахунок струму в контакті виділяється тепло і коли його стає досить для утворення водяної пари, навколо місця контакту виникає парогазовий пузир, усередині якого і збуджується електрична дуга.

Підводна електрична дуга має ряд особливостей:

– дуга горить у замкнутому парогазовому об'ємі, який постійно змінюється і безперервно поповнюється продуктами згоряння і випаровування плавкого електрода, мінерального покриття і дисоціації води, та обмежується від води стінками, що являють собою ізотермічну границю поділу двох фаз "вода–пара";

– утворення парогазового пузиря навколо дуги неминуче пов'язане зі створенням у ньому протитиску атмосферному тиску плюс тиску стовпа води над дугою, тобто тиск у пухирі прямо пропорціональний глибині занурення дуги у воду;

– дуга піддається сильному охолодному впливу водного середовища, якому сприяють рухливості пухиря та різкі зміни його об'єму. Дугу під водою можна віднести до стиснутих. Цьому сприяють велика кількість водню в атмосфері пухиря, що становить за даними різних дослідників від 60 до 90 %, підвищений тиск і охолоджуючий вплив периферійних потоків газів. Через стиснення дуги густина струму у стовпі може досягати 11200...14280 А/см², що в 5–10 разів перевищує її значення при зварюванні на повітрі електродом такого ж діаметра. За даними роботи 1 в середньому температура стовпа дуги під водою коливається залежно від сили струму і тиску в інтервалі 9000...12000 °С.

Пузир, який утворюється навколо дуги при короткочасних перервах у горінні дуги або при закінченні процесу зварювання, не зникає відразу, а концентрується навколо електродного торця, поступово зменшуючись в об'ємі. На початку процесу зварювання пухир росте від нуля до критичних розмірів, після чого він руйнується. Його велика частина (80...90 % об'єму) спрямовується вгору і виходить на поверхню води, а із залишків росте наступний пухир. Цикли послідовного росту та руйнування пухиря супроводжують процес горіння дуги під водою весь час. Із частотою 10–13 раз за секунду, його радіус і об'єм коливаються в межах 0,47...1,65 см і 0,64...9,41 см³ відповідно, що порушує стабільність горіння дуги. Тому забезпечення стабільності горіння дуги – одне з ключових завдань при створенні електродних матеріалів, розробці або вдосконалюванні технологічного процесу зварювання.

Водяна пара, що становить основу атмосфери парогазового пухиря, при високих температурах дугового проміжку дисоціює з утворенням водню і кисню, наявність яких докорінно впливає на стабільність горіння дуги і перенос розплавленого металу. Кисень як поверхневоактивний елемент повинен сприяти здрібнюванню крапель завдяки зниженню поверхневого натягу рідкого металу. У той же час водень, що займає переважну частину об'єму парогазової атмосфери, через більш високу теплопровідність і через високе значення потенціалу іонізації викликає контрагування стовпа дуги і сприяє зростанню електродинамічної сили. Високим значенням потенціалу іонізації водню пояснюється зсув області значень параметрів стійкого існування зварювальної дуги в бік високих напруг і знижених струмів. Ця область з підвищенням тиску (глибини зварювання) суттєво звужується, що ще більше ускладнює завдання забезпечення стабільності процесу мокрого зварювання.

Ефективним заходом підвищення стабільності горіння дуги є зниження потенціалу іонізації атмосфери дуги. Наявність елементів з низьким потенціалом іонізації зменшує напруженість електричного поля дуги, що призводить до збільшення її довжини яка діє на краплю боку дуги і затримує її на торці електрода. Крім того, потрапляючи в дуговий проміжок, водень викликає його сильне охолодження і деіонізацію. У підсумку водень збільшує розмір крапель металу а також збільшує електропровідність "холодних" периферійних областей стовпа дуги і у такий спосіб забезпечує компенсацію шкідливої дії водню і гідростатичного тиску.

Підтвердженням високої здатності солей лужних металів стабілізувати підводну дугу при мокрому зварюванні є введення до порошкового дроту солі цезію $CS NO_3$. Навіть невелика кількість (близько 1,5%) солі цезію дозволяє значно скоротити кількість коротких замикань і обривів дуги, забезпечуючи стабільне горіння дуги на значних глибинах.

Особливості металургійних процесів при мокрому зварюванні і формування структури металу зварних з'єднань.

При підводному мокрому зварюванні можна виділити ряд фізико-металургійних і технологічних факторів, які впливають на якість зварювання. На якість з'єднань суттєво впливає склад парогазової атмосфери дуги, зокрема продукти дисоціації води, що знаходяться в зоні горіння дуги. Водень, інтенсивно розчиняючись у рідкому металі, викликає утворення пор, а кисень окиснює залізо та легуючі елементи. Тому взаємодія металу з продуктами дисоціації води призводить до зниження механічних властивостей зварних з'єднань.

За літературними даними парогазове середовище дуги складається з 60...90 % водню, 11...24 % оксиду вуглецю, 4...6 % вуглекислого газу і невеликої кількості азоту, пари металів і різних мінеральних солей. Концентрації газів перш за все залежать від зварювальних матеріалів. Наприклад, при зварюванні електродами і порошковим дротом рутило-вого типу без додаткового легування вміст водню становить 93...98 %, оксиду вуглецю – 1,5...6,0 %, вуглекислого газу – 0,5...2,0 %. В області високих температур дуги водень дисоціює на атомарний і розчиняється в металі. Високі швидкості кристалізації і концентрації в металі водню сприяють утворенню в металі шва пор.

При підводному зварюванні в металі шва зростає також вміст дифузійного водню. Результати порівняльних досліджень вмісту дифузійного водню в наплавленому різними електродами на повітрі і під водою металі наведено в табл.

Вміст дифузійного водню в наплавленому металі

Марка електрода	Основа покриття	Концентрація $[H]_{\text{диф}}$, $\text{см}^3/100$ г Ме	
		на повітрі	під водою
D4301	Ільменіт	25	39
D4303	Рутил і карбонати	23	36
D4311	Целюлоза	25	46
D4313	Двооксид титану	24	41
D4327	Оксиди заліза	19	32

Як видно з табл.1, вміст дифузійного водню при підводному на-плавленні в 1,5–1,9 разу більший, ніж при наплавленні на повітрі. Високий вміст дифузійного водню різко підвищує схильність зварних з'єднань до холодних тріщин.

Окиснення металу при підводному зварюванні відбувається головним чином за рахунок водяної пари. З ростом основності шлаків і температури окисна здатність атмосфери пузиря збільшується, що призводить до вигорання легуючих елементів і збільшення кількості неметалевих вкраплень в металі шва. Досвід показав, що втрати легуючих елементів зростають зі збільшенням глибини зварювання.

Структура з'єднань низьколегованих сталей при підводному мокрому зварюванні визначається особливістю його термічного циклу. Однією з найбільш важливих проблем мокрого зварювання є гартівний ефект оточуючої води. Викликане швидким охолодженням гартування металу підвищує схильність до водневого окрихчування і значно знижує пластичні властивості зварних з'єднань. Швидкість охолодження металу від 800 до 500 °С в умовах зварювання під водою майже в 3 рази більша, ніж на повітрі, а від 800 до 100°С більша у 8–10 разів, але вона залежить від багатьох факторів. Найбільш значними з них є товщина основного металу, гідростатичний тиск і погонна енергія зварювання.

Зона термічного впливу. У результаті підвищеної тепловіддачі в умовах зварювання безпосередньо у воді при тих же режимах зварювання, що і на повітрі, ширина ЗТВ зменшується приблизно в 3 рази, що свідчить про значну локалізацію зони структурних змін основного металу.

Термомеханічне збудження металів при зварюванні призводить до істотної зміни ступеня дефектності структури в зоні термічного впливу і шві. Підвищення швидкості охолодження металу супроводжується ростом рівня скривлення його кристалічних ґраток – збільшенням напружень другого роду і зниженням розмірів блоків когерентного розсіювання. Тому окрихчуюча дія водню, що надходить зі шва, проявляється сильніше. З іншого боку, при зварюванні під водою ширина ділянки зі скривленнями кристалічних ґраток значно менша, ніж при зварюванні на повітрі.

Зі збільшенням солоності води від 0 до 30 % швидкість охолодження металу ЗТВ зростає в 1,25...1,43 разу. Відповідно до цього інтегральна твердість

металу ЗТВ підвищується на HV 30...40 при зварюванні у воді із солоністю 30 % у порівнянні з даними для прісної води. Структура металу шва і ЗТВ стає менш однорідною за рахунок збільшення ділянок бейнітної і мартенситної складових.

Аналіз діаграми анізотермічного перетворення сталі Х60 і дослідження фазового складу та структури зони термічного впливу з'єднань, виконаних під водою, показали, що при швидкості охолодження біля 100 °С/с, характерній для умов підводного мокрого зварювання, у ЗТВ неминуче утворюється мартенситна структура, що визначає крихкий характер руйнування зварного з'єднання під дією зовнішнього навантаження. Ширина цього про шарку звичайно не перевищує 0,5 мм, а твердість може сягати HV 430, що свідчить про високу ймовірність утворення холодних тріщин.

Результати численних досліджень перерозподілу водню у зварних з'єднаннях, виконаних під водою, свідчать про підвищення концентрації водню в ЗТВ поблизу лінії сплавлення. Як показують результати металографічних досліджень, саме в цій зоні виникає досить дефектна мартенситна структура, яка містить значну кількість потенційних пасток для дифундуючого водню. При наявності мікротріщин та інших дефектів, а також розвинених поверхонь поділу водень заповнює внутрішні порожнини в металі і переходить у молекулярний стан. Внутрішній тиск водню при наявності зовнішнього навантаження розтягу сприяє росту тріщин. Тому в умовах мокрого підводного зварювання низьколегованих сталей, схильних до гартування, ймовірність утворення холодних тріщин у ЗТВ дуже висока. Небезпека водневого розтріскування з'являється при зварюванні сталей з $\sigma_T > 345$ МПа.

Зниження швидкості охолодження за рахунок підвищення погонної енергії зварювання має обмежені можливості, оскільки зменшує продуктивність процесу, а підвищення сили струму призводить до підрізів або пропалів основного металу. Підвищенню стійкості металу ЗТВ проти ХТ сприяють використання електродних матеріалів, що забезпечують аустенітну структуру металу шва, та застосування спеціальних заходів.

у роботі при зварюванні електродами встановлено, що на зменшення швидкості охолодження ефективно впливає теплова ізоляція металу від води. Теплоізолюючий шар шлаку утворюється при введенні в дугу підвищеної кількості шлакоутворюючих компонентів шляхом збільшення коефіцієнта маси покриття до 1,2...1,9. На електроді АНО-4П за допомогою легкоплавкої шлакової системи $\text{TiO}_2\text{--CaF}_2\text{--Na}_2\text{B}_4\text{O}_7$ збільшено коефіцієнт маси покриття до 1,2, а використання легкоплавкого в'язучого компонента для закріплення рутилового концентрату в зовнішньому шарі покриття дозволило підвищити цей коефіцієнт до 1,9. У роботі також запропоновано комбіновану теплову ізоляцію за рахунок густини шлакової кірки та шару силосаносмоляного каучука. Силосановий каучук з домішками епоксидної смоли має високу адгезію до металу у воді, низьку теплопровідність та підвищену термостійкість.

Ізоляція поверхні зварного шва зменшує швидкість охолодження металу зони термічного впливу в інтервалі температур 800...500°С

4,4–5,0 разів біля крайки шва та в 1,9–2,5 разу – під швом. Розширення теплової ізоляції на основний метал дозволяє додатково зменшити швидкість охолодження в 1,2 разу. Оптимальна ширина шару теплоізолюючого матеріалу рекомендована не більше 80 мм.

Запропонована схема теплової ізоляції дозволила зменшити швидкість охолодження в температурному інтервалі 800...500 °С у ЗТВ сталі 10ХСНД до 33...25 °С/с при погонній енергії 2,0...3,2 МДж/м. Твердість металу дорівнювала HV 314...294. Холодних тріщин не виявлено.

Метал шва. В умовах підводного зварювання кристалізація металу шва відбувається при високих швидкостях охолодження і наявності великого вмісту водню і кисню в атмосфері парогазового пузиря. Прискорене охолодження змінює умови кристалізації швів порівняно зі зварюванням на повітрі таким чином, що первинна структура характеризується дрібнозернистістю і відсутністю явно вираженої хімічної неоднорідності. Мікроструктура металу шва низьковуглецевої сталі має ферит, бейніт і мартенсит. Хоча зазвичай у зварних швах таких композицій розрізняють ферит трьох типів (зернограничний, відманштетівський і голчастий), у підводних швах зустрічаються в основному два перші з них. Позначається і вплив гідростатичного тиску води. При зварюванні на малих глибинах мікроструктура складається переважно з первинного зернограничного фериту і верхнього бейніту. Зі збільшенням глибини з'являється деяка кількість відманштетового фериту.

Ще однією особливістю структури металу швів, зварених під водою, є їхнє підвищене забруднення неметалевими вкрапленнями. Це безпосередньо пов'язано з підвищеною окисною здатністю атмосфери парогазового пузиря. Відбувається інтенсивне вигорання елементів з утворенням оксидів, які через високу швидкість кристалізації зварювальної ванни не встигають видалятися в шлакову фазу. Неметалеві вкраплення у швах, виконаних під водою, в основному складаються з оксидів MnO, SiO₂ і FeO. Залежно від типу електродного покриття і гідростатичного тиску, загальна кількість неметалевих вкраплень може досягати 1 %.

Неметалеві вкраплення відіграють важливу роль у здрібнюванні мікроструктури низьковуглецевих феритних сталей і є осередками для утворення голчастого фериту. Для збільшення його кількості в структурі металу шва, виконаного мокрим зварюванням, використовують відомий принцип комплексного мікролегування титаном і бором. При цьому вдалося одержати структуру металу шва з кількістю голчастого фериту до 60 %.

При підводному мокрому зварюванні підвищена схильність швів до утворення пор пов'язана, в основному, з високою швидкістю їх кристалізації і з неминуче високою насиченістю металу зварювальної ванни воднем.

Однак зі збільшенням гідростатичного тиску газонасиченість рідкого металу зростає. Різке зниження розчинності газів при температурі кристалізації в комбінації з прискореним твердненням в умовах підводного зварювання

призводить до формування великої кількості дрібних, рівномірно розподілених пор. Цей процес проходить більш інтенсивно при збільшенні глибини зварювання.

Зварювальні матеріали

При сухому зварюванні використовуються ті ж способи зварювання і матеріали, що і у звичайних умовах на повітрі, з використанням стандартних зварювальних технологій. Найбільше розповсюдження отримало ручне дугове зварювання плавким електродом. Для зварювання кільцевих швів застосовується автоматичне зварювання плавким електродом (MIG або MAG), а також неплавким електродом для виконання корневих проходів.

При мокрому зварюванні безпосередньо у водному середовищі компоненти електродних матеріалів виконують ті ж функції, що і при зварюванні на повітрі, але вони повинні сприяти також вирішенню металургійних проблем, властивих зварюванню безпосередньо у воді. Виходячи зі специфічних умов зварювання у водному середовищі і можливих об'єктів зварювання, електродні матеріали повинні забезпечувати гідроізоляцію електродного покриття, легке збудження електричної дуги та підтримку стійкого процесу зварювання при можливих коливаннях довжини дуги, якісне формування металу шва, можливість зварювання в усіх просторових положеннях, утворення товстої шлакової кірки і її легке відділення, стійкість металу зварного з'єднання проти утворення дефектів металургійного характеру, мінімальне розбризкування металу та видимість зварювальної ванни.

Частина цих вимог обумовлена обмеженими можливостями водо-лазаварника, труднощами видалення бризок і шлаків, усунення напливів і підрізів. Наявність товстої шлакової кірки сприяє утриманню зварювальної ванни при зварюванні в стельовому положенні і зменшенню швидкості охолодження наплавленого металу. Відсутність можливості осушення крайок перед зварюванням, їх повного очищення від іржі та органічних речовин обумовлює необхідність вибору електродного покриття, яке забезпечує високу стійкість шва проти утворення пор. На початку розвитку підводного зварювання роботи зазвичай виконували штучними електродами, розробленими для зварювання на повітрі, з покриттям целюлозного, рутилового та основного типів, наприклад УОНИ 13/45 П, АНО4П. Єдиною їхньою відмінністю є додатковий водонепроникний шар, що захищає електродне покриття від контакту з водою.

Для гідроізоляції використовують парафін, цапонлак, гліфталлак, бакелітовий лак, кузбаслак, перхлорвінілову смолу, розчинену в дихло-ретані (7%-й розчин), аеролак тощо. Гідроізоляційне покриття наносять шляхом занурення електродів (3–4 рази) у відповідний розчин із наступним просушуванням на повітрі при кімнатній температурі після кожного занурення.

Гідроізоляцію парафіном проводять шляхом занурення електродів у розплавлений парафін та витримки в ньому протягом 15...20 хв при температурі кипіння.

Як правило, при зварюванні маловуглецевих і низьколегованих сталей електродами феритного типу показники міцності перебувають на рівні властивостей основного металу. У той же час пластичність металу шва виявляється характеристикою, більш чутливою до структурних складових, водневого окрихчування і наявності дефектів (пор, мікротріщин, шлакових вкраплень тощо). При випробуваннях на вигин ініціатором виникнення тріщин є пори і неметалеві вкраплення. Здебільшого відносне подовження не перевищує 9 %, що суттєво нижче від значень цього показника при зварюванні на повітрі. Про проблему пластичності свідчить також недостатньо високий рівень значень ударної в'язкості, що не перевищує 40 Дж/см² при температурі випробувань 0 °С. Зі збільшенням глибини зварювання величина ударної в'язкості знижується і при зварюванні на глибині 100 м становить 18 Дж/см². Застосування нікелевих електродів дозволило значно підвищити ударну в'язкість при температурі випробувань –10 °С – до 83...88 Дж/см² на глибині 3 м і до 45 Дж/см² на глибині 55 м.

Для мокрого зварювання застосовують електроди діаметром 3...5 мм. Найбільш широке застосування знайшли електроди ЕПС-АН1, ЕПС-АН2, ЕПС-АН2А та Broco Softtouch для зварювання на глибині до 30 м у нижньому, вертикальному і стельовому положеннях. При зварюванні електродами ЕПС-АН2 діаметром 4 мм на оберненій полярності в нижньому положенні сила струму дорівнює 160...200 А, при діаметрі 5 мм – 200...250 А. При зварюванні у вертикальному положенні сила струму зменшується на 20 А, при стельовому – на 40 А, порівняно з нижнім положенням. Зазвичай виконують таврові, кутові та напусткові з'єднання, рідше – стикові. Швидкість зварювання складає 4,0...6,0 м/год. Електроди рутилового типу ЕПС-АН2 призначено для зварювання низьковуглецевих і низьколегованих сталей з вуглецевим еквівалентом до 0,35 % і границею плинності до 350 МПа та забезпечують $\sigma_B = 420...440$ МПа, $\sigma_T = 340...360$ МПа, $\delta = 12...14$ %, KCV = 30...35 Дж/см² при –20 °С. Метал шва має феритно-перлітну структуру з окремими ділянками бейніту.

Електроди основного типу ЕПС-АН2 призначено для низьколегованих сталей підвищеної міцності і забезпечують $\sigma_B = 600...620$ МПа, $\sigma_T = 390...410$ МПа, $\delta = 30...40$ %, KCV = 110...130 Дж/см² при –20 °С. Наплавлений ними метал має глибокоаустенітну структуру. За останні роки на світовому ринку з'явилися також нові марки спеціальних електродів для мокрого підводного зварювання.

Підводне мокре зварювання електродами забезпечує високу мобільність процесу, добру захищеність краплі розплавленого металу, невелику масу та габарити обладнання, яке занурюється у воду, але має низьку продуктивність, велику кількість газової фази та аерозолей, що ускладнюють візуальний кон-

троль формування шва, значний розкид механічних властивостей з'єднань залежно від глибини виконання робіт та кваліфікації зварника. Цих недоліків у значній мірі не має механізоване підводне мокре зварювання самозахисними дротами. Для механізованого підводного зварювання можна застосовувати подавання захисного газу окремо, наприклад CO₂ зі зварним дротом Св08Г2С, але це істотно не впливає на якість зварювання, значно ускладнюючи роботу зварника.

Мокре механізоване зварювання порошковими дротами виконують при ремонті корпусів суден наплав, підводних трубопроводів, гідротехнічних споруд з широким використанням розроблених в ІЕЗ ім. Є.О. Патона дрітів ППС-АН2, ППС-АН5, ППС-АН4, ППС-ЭК1, ППС-АНВ25 [9]. Дріт ППС-АН2 застосовують для механізованого зварювання низько-вуглецевих і низьколегованих сталей з вуглецевим еквівалентом до 0,35 границею плинності до 350 МПа на глибинах до 30 м. Порошковий дріт ППС-АН4 використовують для підводного механізованого та автоматичного зварювання низьколегованих сталей підвищеної міцності на глибинах до 150 м. Дріт ППС-АНВ-25 призначено для зварювання хромо-нікелевих аустенітних сталей типу 18–10. Порошкові самозахисні дроти ППС-АН2, ППС-АН5, ППС-ЭК1 при зварюванні сталі 09Г2 забезпечують міцність шва на рівні 80...90 % від міцності основного металу, при зварюванні сталі 10ХСНД – на рівні 70...80 %. Продуктивність наплавлення порошковими дротами досягає 5 кг/год, а штучними електродами – 1...2 кг/год.

При мокрому механізованому зварюванні самозахисними порошковими дротами використовують джерела живлення з жорсткою вольтамперною характеристикою при силах струму 100...250А і напрузі дуги 26...35 В. Для компенсації втрат у зварювальному ланцюгу при довжині біля 60 м джерело живлення повинне мати підвищену напругу холостого ходу. При підводному зварюванні з локальним осушенням зварювальні матеріали вибирають аналогічно мокрому зварюванню.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Авилов, Т. И. Свойства дуги при подводной сварке [Текст] / Т. И. Авилов // Сварочное производство. – 1960. – № 2. – С. 19–21.
2. Автомат для дуговой подводной сварки мокрым способом в стесненных условиях [Текст] / В. А. Лебедев, С. Ю. Максимов, В. Г. Пичак, Д. И. Зайнулин // Автоматическая сварка. – 2014. – № 9. – С. 41–46.
3. Башенко, В. В. Применение мощного лазерного луча в сварочной технике [Текст] / В. В. Башенко, В. А. Лопота, Л. А. Штернин. – Л. :ЛДНТП, 1986. – 32 с.
4. Взаимодействие пучка излучения CO₂-лазера с плазмой электрической дуги при гибридной (лазер+ТИГ) сварке [Текст] / И. В. Кривцун, И. В. Крикент, В. Ф. Демченко [и др.] // Автоматическая сварка. – 2015. – 3–4. – С. 7–16.

5. Гарофало, Ф. Законы ползучести и длительной прочности металлов [Текст] / Ф. Гарофало; пер. с англ. Ю. Г. Андреева. – М. : Металлургия, 1968. – 304 с.
6. Гельман, А. С. Основы сварки давлением [Текст] / А. С. Гельман. – М. : Машиностроение, 1970. – 312 с.
7. Гибридная лазерно-микроплазменная сварка металлов малых толщин [Текст] / Б. Е. Патон, В. С. Гвоздецкий, И. В. Кривцун [и др.] // Автоматическая сварка. – 2002. – № 3. – С. 3–9.
8. Гибридная лазерно-плазменная сварка алюминиевых сплавов [Текст] / И. В. Кривцун, В. Д. Шелягин, В. Ю. Хаскин [и др.] // Автоматическая сварка. – 2007. – № 5. – С. 49–53.
9. Голобородько, Ж. Г. Влияние плазмообразующей среды при резке на образование пор при сварке судокорпусных сталей [Текст] / Ж. Г. Голобородько, В. В. Квасницкий // 36. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв : УДМТУ, 2002. – № 3. – С. 25.

Матеріали
науково-технічної конференції молодих дослідників
"Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт",
16.11.2023.

Підписано до друку 5.12.2018. Формат 60×84/16.
Обл.-вид. арк. 9,85. Тираж 100. Зам. № И14-12-29.

НУ «ОМА», центр „Видавінформ”
Свідоцтво ДК № 1292 от 20.03.2003
65029, г. Одеса, вул. Дідрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua