

**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"
16.11.2022**

Одеса – 2022

Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт", 16.11.2022. – Одеса: НУ «ОМА», 2022. –307 с.

Матеріали публікуються згідно з поданими авторами оригіналами.

ЗМІСТ

СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ.....	7
<i>Бозбей Д.В., Сагін С.В.</i> Підвищення якості підготовки суднових важких палив.....	7
<i>Верпека А.О., Сагін С.В.</i> Підвищення ефективності системи наддува суднових дизелів на режимах зниженої потужності.....	11
<i>Шумейко М.С., Сагін С.В.</i> Забезпечення енергетичних показників роботи суднових дизелів під час підвищених зовнішніх збурень	16
<i>Василенко М.О., Куропятник О.А.</i> Забезпечення екологічності роботи суден морського флоту.....	21
<i>Чепой С.Г. Куропятник О.А.</i> Зниження емісії оксидів азоту з випускними газами суднових дизелів.....	27
<i>Хорошевський Є.М., Сагін С.В.</i> Підвищення експлуатаційних показників роботи суднових дизелів шляхом використання альтернативних палив.....	32
<i>Павлов Г.І., Сагін С.В.</i> Підвищення паливної економічності дизелів суден морського транспорту.....	37
<i>Байрамов А.Р., Куропятник О.А.</i> Реалізація вимог marpol щодо попередження забруднення довкілля судновими водами, що містять нафту	41
<i>Шевалдін О.О., Куропятник О.А.</i> Оптимізація системи наддува суднових малообертових дизелів	46
<i>Денисенко П.В., Заблоцький Ю.В.</i> Підвищення якості очистки суднових моторних мастил	51
<i>Куєвда О.І., Заблоцький Ю.В.</i> Забезпечення контролю робочого процесу дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту	56
<i>Ценцов М.В., Сагін С.В.</i> Підвищення якості очищення суднових палив підвищеної густини.....	61
<i>Неутов В.В., Куропятник О.А.</i> Оптимізація експлуатаційних показників систем мащення суднових дизелів	66
<i>Бубліков В.В., Ткаченко І.В.</i> Удосконалення процесу підготовки суднових важких палив	71
<i>Буруков С.П., Ткаченко І.В.</i> Підвищення якості очищення суднових палив ..	76
<i>Воєвуцький О.О., Ткаченко І.В.</i> Підвищення екологічної ефективності суднових дизелів	81
<i>Кокін С.В., Заблоцький Ю.В.</i> Підвищення ефективності роботи суднових дизелів під час використання присадок до палива	85
<i>Продан А.Ю., Заблоцький Ю.В.</i> Підвищення ефективності роботи паливної апаратури суднових дизелів.....	90
<i>Слободянюк О.В., Заблоцький Ю.В.</i> Реалізація вимог програми globalast під час експлуатації морських суден.....	95
<i>Таболич В.С., Заблоцький Ю.В.</i> Підвищення екологічності роботи суднових малообертових дизелів	99

<i>Sobolevskiy N.S., Polovinka E.M.</i> Ensuring the operation of marine diesel engines on low-sulfur fuels	105
<i>Нікітюк С. Е., Половинко О. М.</i> Удосконалення систем паливоподачі суднових дизелів	111
<i>Kulyeshov N., Mikhailov S. A. Veretennik O. M.</i> Efficiency Analysis of Energy Flows Interconnection of Vessel's Power Plants.....	118
<i>Oreshchenko R.A. , Polovinka E.M.</i> Improving the environmental characteristics of marine diesels.....	124
<i>Димитров Д.В., Аболєшкін С.Є.</i> Поліпшення ефективних показників роботи суднової енергетичної установки.....	131
<i>Калюжний Р.А., Аболєшкін С.Є.</i> Підвищення ефективності газообміну суднових дизелів	134
<i>Чухрай К.Ф., Аболєшкін С.Є.</i> Підвищення ефективності роботи систем смазки суднових дизелів	136
ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ СЕУ	139
<i>Кириллов В.Ю., Голюков В.А.</i> Дослідження процесу дегазації при морських перевезеннях хімічно-небезпечних речовин наливом	139
<i>Євсєєв М.Д., Голюков В.А.</i> Інтенсифікація роботи суднового аварійного високообертового дизель-генератора шляхом модернізації його системи охолодження	145
<i>Жежера К.В., Голюков В.А.</i> Поліпшення процесів в термоакустичних машинах з імпульсними двонаправленими турбінами.....	150
<i>Янев В.І., Голюков В.А.</i> Удосконалення процесу утилізації низькопотенційної теплоти суднової енергетичної установки (аналітичний огляд).....	153
<i>Сарамотін Є.О., Нікольский В.В.</i> Підвищення працездатності системи електронного управління подачею палива суднового малообертового дизеля MAN-B&W серії ME.....	160
<i>Геворгян В.А., Довиденко Ю.М.</i> Порівняльний аналіз способів зниження шкідливих викидів у навколишнє середовище з випускними газами.....	162
<i>Мендрик В.В., Довиденко Ю.М.</i> Порівняння об'єднаної та роздільної схеми роботи допоміжних парогенераторних установок	166
<i>Драгомир М. В. Малахов О.В.</i> Підвищення надійності процесу подання повітря в контурі СЕУ	169
<i>Яценко М.В., Малахов О.В.</i> Експлуатаційні показники роботи гнучких труб під час роботи аhts судна на хвилюванні	171
<i>Мамикін С.В., Дица В.В., Козьмініх М.А.</i> Визначення шляхів забезпечення ефективного функціонування холодильних установок систем комфортного кондиціювання повітря.....	174
<i>Колесніченко В.І., Смірних Є. С., Козьмініх М.А.</i> Аналіз систем скраплення вторинної пари вантажу суден для перевезення скрапленого нафтового газу	178

<i>Чекановський А.О., Козьмініх М.А.</i> Визначення критеріїв вибору холодильних агентів для застосування в судновому холодильному обладнанні.....	184
<i>Кузьменко Б. В., Кардаш В. П.</i> Вплив тертя в опорах валів на надійність судових допоміжних механізмів	188
<i>Боштан І.В., Ольшамовський В.С., Хлієва О.Я.</i> Аналіз можливостей підвищення енергетичної ефективності судової холодильної машини провізійних камер	191
<i>Кулеш Г.О., Хлієва О.Я.</i> Аналіз енергетичних показників холодильної машини у складі судового кондиціонера повітря при роботі на холодоагентах R404A та R134a	197
<i>Шевченко Є.В., Хлієва О.Я.</i> Обґрунтування вибору холодоагенту R407F для ретрофіту судової холодильної машини провізійних камер	200
<i>Константинов О.І.</i> Аналіз «кількості» та «якості» вторинного скидного тепла на торговельних судах та ступеня його утилізації	203
<i>Глек Я.О., Борисов В.О., Квасницький Б.А.</i> Експериментальні дослідження коефіцієнту теплопровідності багатокомпонентних матеріалів з фазовим переходом для термоакумулювальних систем	206
<i>Гречановський А. П.</i> Вибір системи автономного освітлення з фотоелектричними панелями	209
<i>Щербінін В.А., Кардаш В.П.</i> Компенсування крутильних впливів на судові гребні вали за допомогою використання електричних машин	214
<i>Яжевський О. І., Козицький С. В.</i> Втрати потужності у малообертовому судовому двигуні на рух складових кривошипно-шатунного механізму...	219
<i>Кучеренко І.М., Парменова Д.Г.</i> Забезпечення міжнародних вимог щодо попередження забруднення довкілля оксидами сірки з суден морського транспорту	225
<i>Скорбєж О.О., Колегаєв М.О.</i> Забезпечення надійності та економічності роботи головного двигуна під час експлуатації судового пропульсивного комплексу в особливих умовах	230
<i>Розмеріца В.В., Ворнік Б.А. Козьмініх М.А.</i> Аналіз ефективності використання вторинної пари вантажу в якості палива для головного двигуна	235
<i>Северінчук Г.Г., Колегаєв М.О.</i> Забезпечення якості процесу згоряння палива під час роботи судового дизеля на часткових навантаженнях	240
<i>Агопян В.С., Ващенко В.О., Богач В.М.</i> Особливості моделювання в наукових дослідженнях	245
<i>Бездітко А.А., Поклонський Є. А., Коваленко І.В.</i> Аналіз та обґрунтування підбору зварювальних матеріалів при ремонті судових енергетичних установок	251
<i>Kachalkin A.O., Pilyaev I.A., Zhuravlov Yu.I.</i> Improving the strength reliability of interfaces of ship technical equipment parts.....	256

<i>Акдерлі М.М., Афтанюк В.В.</i> Підвищення ефективності експлуатації двохпаливних суднових двигунів.....	261
<i>Македонський Е. О., Афтанюк В.В.</i> Підвищення ефективності експлуатації суднової установки знешкодження газів.....	264
<i>Шароваров В.В., Афтанюк В.В.</i> Удосконалення конструкції лопатей турбокомпресора суднового дизеля.....	268
<i>Боярко О.І., Парменова Д.Г.</i> Забезпечення екологічних показників суднових енергетичних установок шляхом очищення вод, що містять нафту	272
<i>Власов К.Г., Парменова Д.Г.</i> Забезпечення процесу мащення циліндрової групи суднових дизелів	277
<i>Чолаков І.С., Парменова Д.Г.</i> Забезпечення вимог Annex VI MARPOL щодо попередження забруднення довкілля оксидами азоту під час експлуатації дизелів морських суден	283
<i>Дем'яненко І.А., Козицький С.В.</i> Використання наночастинок оксиду титану (IV) – TiO_2 для покращення трибологічних властивостей змащувального мастила.....	288
<i>Гнатюк Б.І., Козицький С.В.</i> Застосування наноматеріалів для збільшення ресурсу корпусу судна.....	293
<i>Тарасов С. О., Кардаш В. П.</i> Підвищення енергоефективності робочого процесу суднового двигуна.....	297
<i>Пясковський Т.Ю., Кіріс О.В.</i> Методи збільшення економічної ефективності при ремонті суднової опріснювальної установки	304

СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ

УДК 629.5

Бозбей Д.В., Сагін С.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення якості підготовки суднових важких палив

Постановка проблеми в загальному вигляді. Нині в суднових енергетичних установках найширше застосовується рідке органічне паливо, що є продуктом переробки нафти. Паливо, по вітчизняній класифікації, розділяють на чотири групи: дизельне, моторне, важке та надважке. На даний момент усі суднові дизелі (як головні, так і допоміжні) працюють на важкому паливі, що накладає певні умови на систему підготовки палива. Підготовка палива до використання в суднових дизелях проводиться комплексно, починаючи з прийому палива на судно і кінчаючи його подачею в двигун. Одним із способів обробки палива є зміна його фізико-хімічного складу, яку можна розділити на:

- 1) очищення від домішок;
- 2) хімічну обробку.

До першої групи відносяться відстоювання, сепарація і фільтрація; а до другої – використання паливних присадок [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В останні роки практично у всіх сучасних суднових середньообертові дизелі (СОД) використовуються високов'язкі палива. У зв'язку з цим змінилися і вимоги до якості палива, стало більшою мірою виявлятися вплив експлуатаційних властивостей палива на ефективність його використання, яка, в свою чергу, знаходиться в прямій залежності від якості його підготовки до спалювання в дизелі.

Дослідження з питань можливості застосування в суднових СОД палив погіршеної фракційного складу розвиваються за наступними напрямками:

- застосування спеціальних присадок;
- застосування багатоступеневої фільтрації з додатковою гідродинамічної обробкою;
- застосування методів магніто-і електродинамічної обробки.

Для забезпечення якісної паливо-підготовки і подальшого ефективного паливо використання, новоспоруджувані судна комплектуються спеціальними системами підготовки і подачі палива, а паливні системи дизелів діючих суден переобладнуються з урахуванням можливості застосування високов'язкого палива [2-4].

Постановка завдання. Різноманіття способів підготовки палива повністю не вирішує основної мети цього процесу – гарантованого згоряння всієї порції палива в районі верхньої мертвої точці, забезпечення максимального виділення теплоти під час згоряння, мінімальної питомої витрати палива. Одним зі способів, що забезпечує ці вимоги, є додаткова підготовка палива шляхом використання паливних присадок.

Виклад основного матеріалу дослідження. Використання паливних присадок особливо актуально для допоміжних двигунів, які є приводами електричних генераторів. Дані типи двигунів характеризує підвищена (в порівнянні з головними двигунами) частота обертання колінчастого валу, а також безперервна робота у складі суднової електростанції (як на ходових, так і на спеціальних 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. Дослідження в умовах морського судна дедвейтом 48500 тонн були проведені в паливній системі дизеля 6N21L фірми Yanmar з наступними основними характеристиками: тип – 4-х тактний, з газотурбінним наддувом; діаметр циліндра – 210 мм; хід поршня – 290 мм; частота обертання – 720 хв^{-1} ; кількість циліндрів – 6; номінальна потужність – 680 кВт.

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. Паливна система «контрольного» дизеля (КД) не зазнала модернізації. Паливна система «експериментальних» дизелів (ЕД) дообладнати витратоміром 6 і дозатором присадки 7. Така організація подачі присадки в паливну систему забезпечувала необхідну дисперсію і рівномірний рівень її розчинення в паливі.

Режими роботи суднової електростанції характеризуються різноманітністю зміни навантаження, значення якої для даної суднової енергетичної установки коливалися в діапазоні від 180...200 кВт (коли в експлуатації знаходився один з дизелів) до 1500...1600 кВт (коли експлуатувалися три дизеля, що працюють в паралельному режимі) [5].

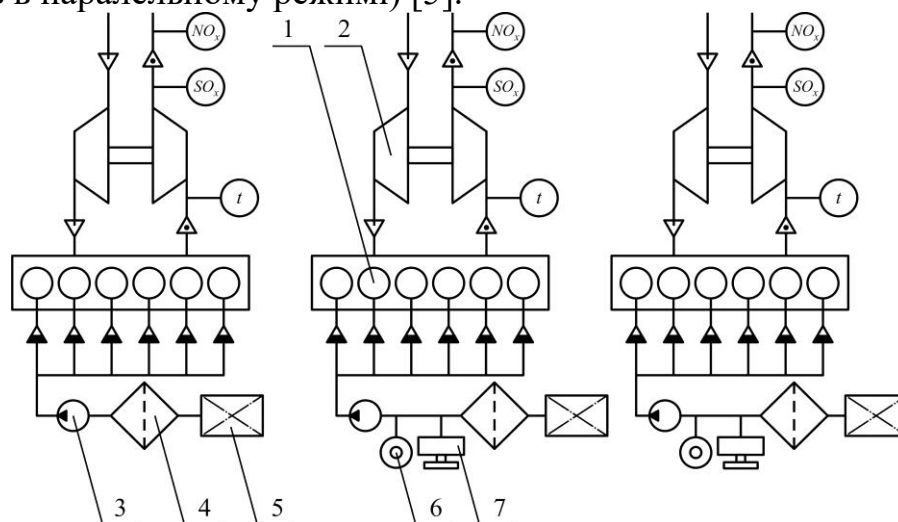


Рис. 1. Судова паливна система (фрагмент):

- 1 – дизель; 2 – газотурбокомпресор; 3 – насос, що підкачує паливо;
4 – паливний фільтр тонкого очищення; 5 – витратна цистерна;
6 – витратомір; 7 – дозатор присадки

У разі, коли дизелі працювали в паралельному режимі з будь-якої зі схем підключення: КД-ЕД, КД-ЕД-ЕД, ЕД-ЕД, навантаження на кожен з них становила $N_e=300\ldots 600$ кВт і підтримувалася на однаковому рівні з відхиленням ± 10 кВт.

Комплексне дослідження впливу присадок до палива на енергетичні, економічні та екологічні показники роботи суднового дало наступні результати [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 чи для зниження гідравлічних втрат, дозуються у 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 змісту домішок ванадію, натрію та сірки). Оптимальний діапазон дозування присадки визначається експериментально, у зв'язку з цим при дослідженнях вибиралися такі співвідношення присадки і базового палива – 1:2000, 1:3500, 1:5000, 1:6500 та 1:8000. При цьому найменше значення питомої ефективної витрати палива було отримано при концентраціях 1:3500 і 1:5000, які були прийняті для подальших досліджень. Графічні залежності питомої ефективної витрати палива дизеля 6N21L від його відносної потужності $N_e/N_{e\text{ном}}$ для різних концентрацій присадки в паливі показано на рис. 2.

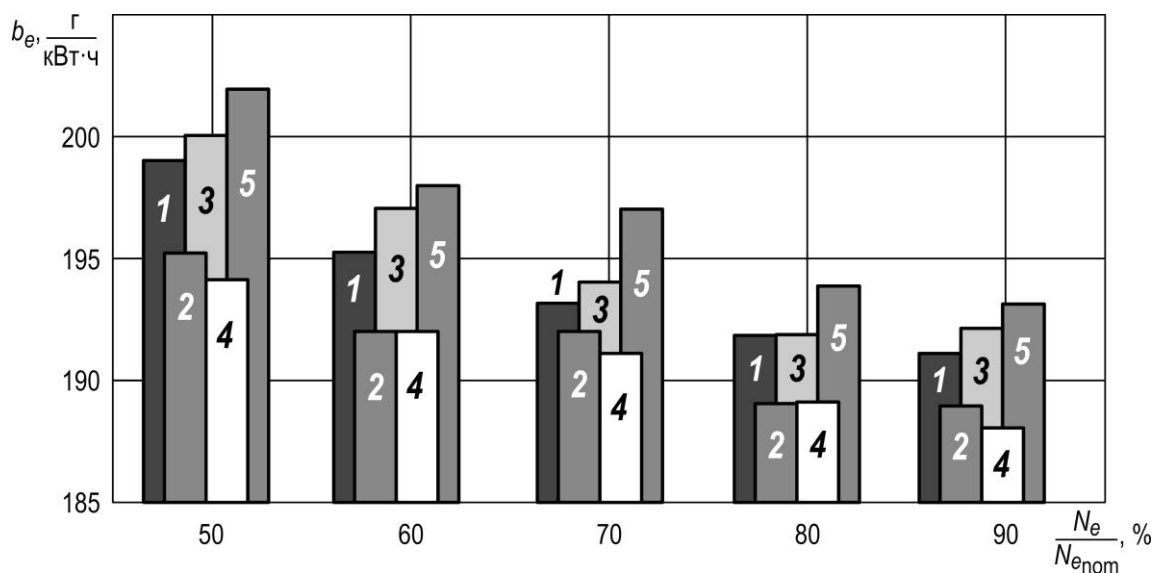


Рис. 2. Залежності питомої ефективної витрати палива дизеля 6N21L від його відносної потужності $N_e/N_{e\text{ном}}$ для різних концентрацій присадки в паливі: 1 – концентрація 1:2000; 2 – концентрація 1: 3500; 3 – концентрація 1:6500; 4 – концентрація 1: 5000; 5 – концентрація 1:8000

Висновки і перспективи подальших досліджень. Експериментально отримані результати підтверджують зниження питомої ефективної витрати палива при використанні присадок до палива, свідчать про інтенсифікацію процесу сумішоутворення і згоряння. При цьому зазначимо, що для різної концентрації присадки в базовому паливі спостерігається різне значення зниження питомої ефективної витрати палива. На наш погляд це пояснюється тим, що частина вільних радикалів присадки залишається незадіяними в розриві внутрішньомолекулярних зв'язків палива та активації його горючих складових.

Наслідком поліпшення процесу згоряння палива і зміщення його протікання на лінію ізохорний підведення тепла також є зниження температури випускних газів. Це пов'язано з тим, що застосування присадок до палива сприяє протіканню процесу згоряння у циліндрі дизеля не по лінії розвитку ланцюгової реакції, що веде до детонації, а по лінії розвитку стаціонарного горіння.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.

2. 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.

3. Zabloytsky 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 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. 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, 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>.

Підвищення ефективності системи наддува суднових дизелів на режимах зниженої потужності

Постановка проблеми в загальному вигляді. Збільшення швидкості перебігу сучасних судів потребує застосування потужних енергетичних установок. І якщо для суднових парових турбін фактор обмеження потужності не існує, то для суднових дизелів обмежена потужність в одному агрегаті є найскладнішою проблемою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогоднішній день є способи для підвищення потужності двигунів внутрішнього згоряння. Для суден із великою вантажопідйомністю необхідно враховувати агрегатну потужність. На сьогоднішній день є способи підвищення потужності двигунів внутрішнього згоряння :

- збільшення робочого об'єму циліндра, тобто його геометричних розмірів: діаметра циліндра та ходу поршня;
- збільшення частоти обертання колінчастого валу об/хв;
- збільшення кількості циліндрів;
- підвищення середнього ефективного тиску.

Кожен із цих способів має свої недоліки та переваги і що найголовніше – обмеження.

Постановка завдання. Щоб зрозуміти зв'язок експлуатаційних параметрів СДУ та ГТН, необхідно визначити вплив ступеню стиснення на показники роботи ДВЗ, визначити від чого він залежить, проаналізувати та дослідити експериментальні значення роботи ДВЗ при різних навантаженнях. Дослідити та обґрунтувати існуючі способи підвищення ефективного ККД ДВЗ за рахунок зміни реального ступеню стиснення.

Виклад основного матеріалу дослідження. Ступінь стиснення є найважливішим конструктивним параметром двигуна, що визначає його економічність та потужність. Її вибирають залежно від форми камери згоряння, способу сумішоутворення, марки палива, з урахуванням швидкохідності двигуна, типу системи охолодження, а також наявності чи відсутності наддуву та ін.

Під геометричним ступенем стиснення є мають на увазі відношення повного об'єму циліндра V_a двигуна (у момент знаходження поршня в нижній мертвій точці) до обсягу простору згоряння V_c :

$$\varepsilon = V_a / V_c$$
$$\varepsilon = (V_c + V_h) / V_c,$$

де V_h – робочий об'єм циліндра.

Розглянемо вплив ступеня стиснення параметри дизеля, працюючого без наддуву.

На рис. 1 наведено діаграми $p - V$ та $T - S$ змішаного термодинамічного циклу двигуна без наддуву при різних ступенях стиснення та однаковій кількості підведеної теплоти. Порівняння діаграм показує, що з підвищенням ступеня стиснення ε зростає ККД, збільшується корисна робота циклу та знижуються температура та тиск газу в кінці розширення.

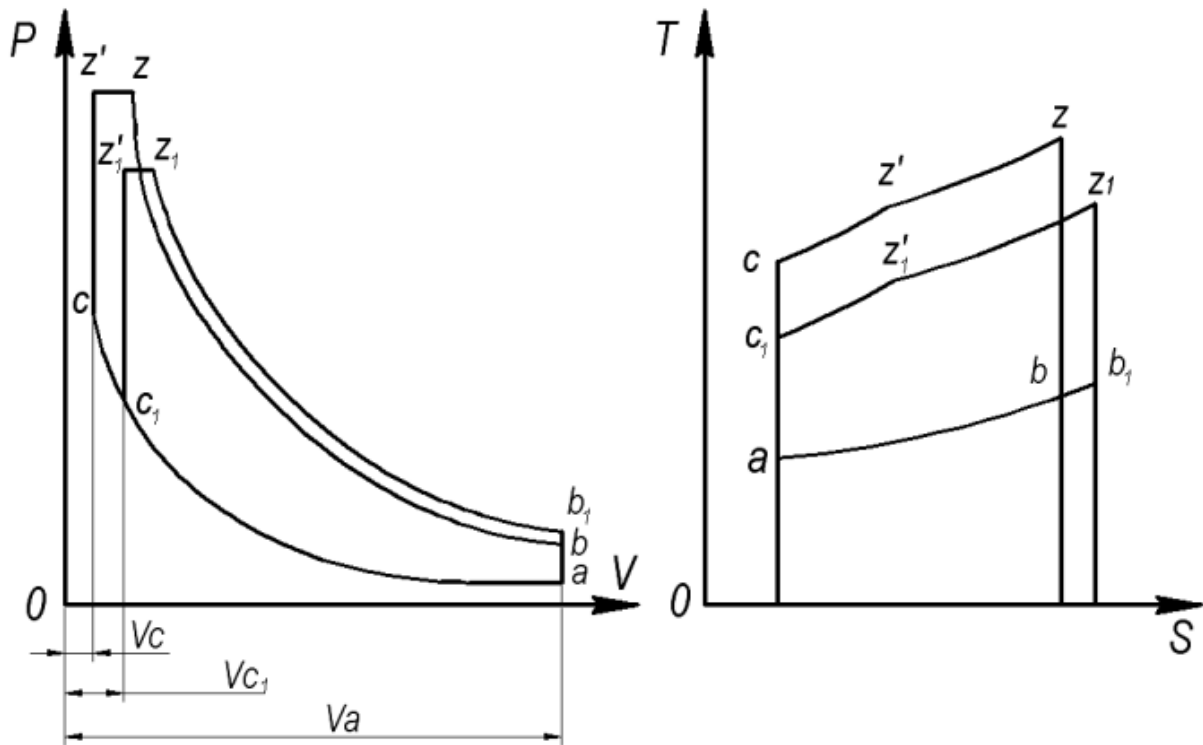


Рис. 1. Діаграми $P - V$ та $T - S$ термодинамічного циклу двигуна без наддуву

Якщо припустити однаково хороше здійснення процесу згоряння за різних значеннях ступеня стиснення та коефіцієнта надлишку повітря та провести розрахунок термодинамічного циклу з урахуванням теплопередачі та залежності теплоємності від складу робочого тіла і температури, то можна отримати формулу для визначення ефективного ККД двигуна у функції основних факторів, від яких він залежить як при роботі на повному навантаженні, і на часткових навантаженнях.

Залежність для ефективного ККД η_e у функції від ступеня стиснення ε та повітряно паливного співвідношення α розраховує за відомою формулою:

$$\eta_e = \phi_0 \cdot [\eta_t - 0,024 \cdot \alpha \cdot (\varepsilon + 8,5) \cdot (1 - \eta_m)],$$

де ϕ_0 – коефіцієнт втрат теплоти, що враховує неповноту згоряння палива та заокруглення індикаторної діаграми; η_m – механічний ККД дизеля; η_t – термічний ККД циклу, що розраховується з урахуванням теплопередачі та залежності теплоємності робочого тіла від складу газу та температури.

Нижче описані результати теоретичних досліджень, виконаних на дизелі 6Ч 18/22, в якому передбачається змінювати у широкому діапазоні величину ε . Виконуючи тепловий розрахунок для навантажувальних характеристик, що відповідають 110, 100, 75 та 50 % від $N_{\text{ном}}$, отримуємо таблицю залежності α та η_m від режиму роботи дизеля при постійному значенні ϕ_0 .

Таблиця 1. Залежності α та η_m від режиму роботи дизеля при постійному значенні ϕ_0 .

Показник	N_e % від $N_{\text{ном}}$			
	110	100	75	50
α	1,72	1,9	2,53	3,7
η_m	0,88	0,87	0,81	0,74
ϕ_0	0,93	0,93	0,93	0,93

З графіків видно:

- дизель, що працює з $N_e = 110$ % від $N_{\text{ном}}$, досягає $\eta_{e \text{ max}} = 0,351$ при $\varepsilon = 13$;
- дизель, що працює з $N_e = 100\%$ $N_{\text{ном}}$, досягає $\eta_{e \text{ max}} = 0,379$ при $\varepsilon = 14$;
- дизель, що працює з $N_e = 75\%$ $N_{\text{ном}}$, досягає $\eta_{e \text{ max}} = 0,279$ при $\varepsilon = 11$;
- дизель, що працює з $N_e = 50\%$ $N_{\text{ном}}$, досягає $\eta_{e \text{ max}} = 0,2$ при $\varepsilon = 11$.

Вибір високих значень ступеня стиснення обґрунтовується необхідністю покращення пускових характеристик і розширення діапазону використання палив [2, 3].

Однак великі ε ведуть до зменшення заряду повітря при наповненні циліндра та збільшення температурних та механічних напруг у деталях, що утворюють обсяг робочого циліндра, що є негативним фактором. Насправді дизель працює з різними навантаженнями.

Аналіз вахтових журналів машинних відділень судів різного призначення показав, що мінімум експлуатаційного часу дизелі у складі допоміжних дизель-генераторних установок працюють на номінальному режимі ($N_e = 100\%$ від $N_{e \text{ ном}}$). Більшу частину експлуатаційного часу дизелі працюють на режимі часткових навантажень (75 і 50 % від $N_{e \text{ ном}}$), і у виняткових випадках, пов'язаних із виникненням нештатних ситуацій, робота дизелів йде в режимі навантаження ($N_e = 110\%$ від $N_{e \text{ ном}}$).

Зіставляючи результати розрахунків та аналізу експлуатації суднових дизелів у складі дизель-електричних агрегатів, можна зробити важливий висновок: один з напрямів підвищення енергетичної, економічної та екологічної ефективності суднових дизелів пов'язані з можливістю регулювання ступеня їх стискування залежно від режиму роботи.

Для досліджуваного двигуна 6Ч 18/22 встановлено, що оптимальними значеннями будуть 14, 13, 11 і 11 відповідно для режимів 110; 100; 75 і 50% $N_{\text{ном}}$. Це дослідження зроблено для попереднього обґрунтування доцільності створення суднових двигунів зі змінним ступенем стиснення,

призначених для роботи за навантажувальною характеристикою. На рис. 3 наведено один з варіантів конструкції ДВС зі змінною ϵ , запропонований у [5].

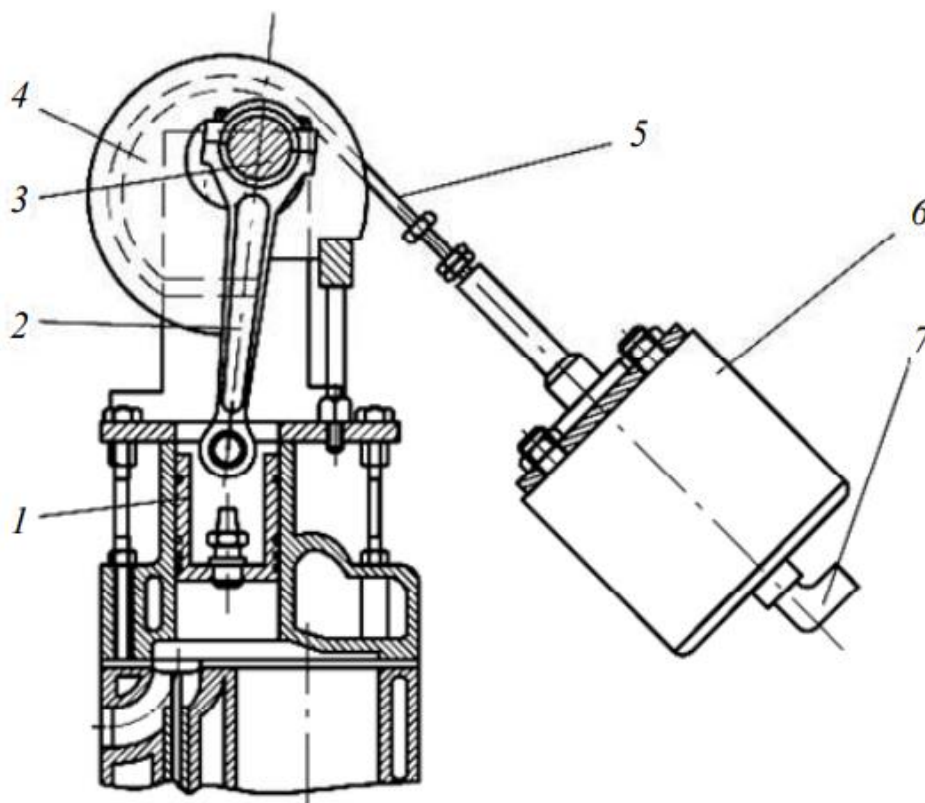


Рис. 2. Швидкодіючий механізм автоматичного регулювання ступеня стиснення з пневматичним приводом.

Система відноситься до поршнькових механізмів регулювання ступеня стиснення. Величина ϵ визначається положенням поршня 1, який за допомогою шатуна 2 зчленований ексцентриковим валом 3. На ексцентриковому валу жорстко закріплений диск 4. Диск має профільовану канавку, в яку укладається трос 5. Один кінець троса жорстко пов'язаний з диском, а другий з'єднаний зі штоком пневматичного бустера 6. За допомогою штуцера 7 та трубопроводу бустер з'єднується із впускним патрубком двигуна. Принцип роботи такий – коли двигун працює на пайовому режимі, відповідно до зміни годинної витрати палива формується електричний сигнал.

Цей сигнал подає команду на відкриття клапана, і розрахункова кількість стисненого повітря надходить у штуцер 7. В результаті змінюється до необхідного значення.

Слід зазначити: для головних суднових дизелів, що працюють за гвинтовою характеристикою (зі змінною частотою обертання колінчастого валу), способом управління робочим процесом, окрім зміни ϵ на різних режимах роботи, буде ще й автоматичне керування режимами газообміну за допомогою, наприклад, зміни фаз газорозподілу.

Висновки і перспективи подальших досліджень. У цій роботі було розглянуто вплив ступеня стиснення на основні показники ДВЗ. Проведено оцінку впливу ступеня стиснення на швидко-навантажувальні характеристики двигуна без наддуву, а також вплив ступеня стиснення на параметри дизелів, що працюють з різною потужністю.

Також було досліджено обґрунтування створення двигунів із змінним ступенем стиснення.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАННОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кушуль В. М. Знайомтеся - двигун нового типу. - Л.: Суднобудування, 2006. - 120 с.
2. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: навч. / Ю. Я. Фомін, А. І. Горбань, В. В. Добровольський, А. І. Лукін та ін. – Л.: Суднобудування, 2009. – 344 с.
3. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія робочих процесів поршневих та комбінованих двигунів / за ред. А. С. Орліна, Д. Н. Вирубова. - М.: Машинобудування, 2011. - 400 с.
4. Демидов В. П. Двигуни зі змінним ступенем стиснення. - М.: Машинобудування, 2008. - 136 с.
5. Махалдіані В. В, Еджибія І. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння з автоматичним регулюванням ступеня стиснення. - Тбілісі, 2013. - 272 с.

Забезпечення енергетичних показників роботи суднових дизелів під час підвищених зовнішніх збурень

Постановка проблеми в загальному вигляді. Характеристики, що знімаються на судні при ходових здавальних випробуваннях, суттєво доповнюють паспортні дані і є основними звітними документами, які показують не тільки зміни енерго-економічних показників, а й стан регулювання дизеля і обслуговуючих його систем. Зіставлення цих характеристик з експлуатаційними допомагає орієнтуватися у виборі режиму роботи і оцінювати технічний стан в цілому. Це особливо актуально в умовах плавання, відмінних від нормальних (при обростанні корпусу, несправності рушійного комплексу, хвилюванні і т.п.).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблема зниження паливної економічності при підвищених температурах зовнішнього повітря і забортної води особливо гостро стоїть у високонаддувних суднових довгоходових МОД, ступеня підвищення тиску повітря в яких $\pi_k=3...4,5$ в перспективі $\pi_k=5$ і втрати теплоти водою і випускними газами, що охолоджує наддувне повітря.

Пошуки шляхів вирішення проблеми погіршення термодинамічної ефективності суднових дизелів при плавання суден у південних широтах зумовили пропозицію низки схемних рішень систем охолодження з урахуванням холодильних машин [1].

Постановка завдання. Щоб зрозуміти зв'язок експлуатаційних параметрів СДУ важливо вивчати закономірності їх змін на різних установочних режимах. Під установочним режимом розуміють режим при якому значення робочих параметрів дещо відхиляються від їх середнього значення. Перехід від одного сталого режиму до іншого (перехідний процес) супроводжується зміною показників дизеля за часом. Він може відбуватися внаслідок змін зовнішнього навантаження або шляхом змін подачі палива відповідно до режиму роботи судна [2, 3]. Розглянемо режими роботи ДВЗ в умовах підвищених зовнішніх збурень, таких як температура забортної води, навколишнього середовища і глибина під кілем судна.

Виклад основного матеріалу дослідження. Обмежена глибина фарватеру H впливає на всі складові опору води руху судна, проте ступінь їх зміни в умовах мілководдя в порівнянні з рухом в умовах необмеженої глибини виявляється різною.

Зустрічний потік виникає внаслідок стиснення струменів рідини, що обтікає судно, дном водойми. В результаті зростають швидкості обтікання корпусу судна, що призводить, перш за все, до помітного збільшення дотичних напруг і зростання опору тертя. Крім того, збільшуються розміри області відриву граничного шару в кормі судна, що призводить до зростання опору

форми. У багатьох суден при безвідривному обтіканні на глибокій воді з'являється відрив граничного шару під час руху на мілководді.

Виникнення зустрічного потоку супроводжується появою під кілем судна, що рухається, граничного шару на дні водойми, а також зниженням рівня вільної поверхні поблизу судна. Обидва ці фактори, у свою чергу, призводять до додаткового стиснення струменів рідини, підвищення швидкості зустрічного потоку і додатковому зростанню в'язкісного опору.

Вплив мілководдя починає проявлятися при глибині, яка визначається за формулою Г.Є. Павленко:

$$H \leq 4T + \frac{3v^2}{g}$$

Крім цього зростає і хвильовий опір, спричинений хвилеутворенням навколо судна, що знаходиться в ході. Обчислюється за допомогою числа Фруда за глибиною:

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gh_\phi}}$$

де v – швидкість судна,

h_ϕ – глибина фарватеру,

g – прискорення вільного падіння.

Для кількісної оцінки ступеня впливу мілководдя прийнято використовувати безрозмірні параметри: відношення глибини фарватеру до осадки судна H/T (як характеристика ступеня стиснення потоку по глибині) і число Фруда по глибині.

Що стосується в'язкісних складових опору – опору тертя та форми – вплив мілководдя на їх збільшення значно при $H/T=1,5\dots2,5$ (10...15 %); зі збільшенням співвідношення $H/T > 3$ величина в'язкого опору практично не відрізняється від величини на необмежену глибину.

Найбільш відчутно вплив мілководдя позначається на величині хвильового опору при $0,65 \leq Fr_H \leq 0,95$, коли в рух залучаються додаткові маси води та хвильовий опір зростає в порівнянні з рухом на глибокій воді з тією ж швидкістю. Внаслідок цього поблизу бортів у кормовій частини спостерігається диферент (динамічна просідання на мілководді).

При $Fr_H < 0,65\dots0,70$ суттєвої зміни системи хвилеутворення не відбувається (дохвильовий режим на мілководді), а при $Fr_H < 0,30\dots0,50$ для морських суден в умовах обмеженої глибини картина хвилеутворення не відрізняється від умов необмеженої глибини.

Для морських великотоннажних суден на мілководді характерно поява ходового диферента на ніс незалежно від статичної посадки судна. Для визначення просідання судна з достатньою для практики точністю окремо для носа та корми рекомендується універсальний метод Реміша, згідно з яким:

$$\Delta T = 0,55C_v C_\delta (H/T - 0,4)^{-0,2} (H - T),$$

де T - осідання носом або кормою, м;

C_v - коефіцієнт, що залежить від швидкості ходу,

$$Cv = B \left(\frac{v}{v_{кр}} \right)^2 \left[\left(\frac{v}{v_{кр}} - 0,5 \right)^4 + 0,0625 \right]$$

де v – швидкість судна, м/с;

$v_{кр}$ – критична швидкість для мілководдя, м/с,

$$v_{кр} = 1,28 H^{0,625} \left(\frac{L}{TB} \right)^{0,125}$$

де C_δ – коефіцієнт, що залежить від форми корпусу.

Коефіцієнт C_δ визначається для носа $C_{\delta н}$ і для корми $C_{\delta к}$:

$$\left. \begin{aligned} C_{\delta н} &= \frac{90 \delta^2 B^2}{L^2} \\ C_{\delta к} &= 1 \end{aligned} \right\}$$

Найбільш поширеним та інформативним методом дослідження руху на мілководді є модельні експерименти в досвідчених басейнах, аналіз результатів яких дозволив сформулювати найбільш загальне уявлення про характер фізичних явищ.

Сучасний рівень розвитку комп'ютерної техніки дозволяє виробляти чисельне моделювання руху судна в умовах обмеженого по ширині та глибині фарватеру. Серйозним недоліком як модельних експериментів, і чисельного моделювання вважатимуться наявність постійного значення глибини фарватеру, для якої і проводиться експеримент чи чисельне моделювання. В реальних умовах плавання глибина фарватеру змінюється, нерідко значні перепади глибин, як показано на рис. 1.

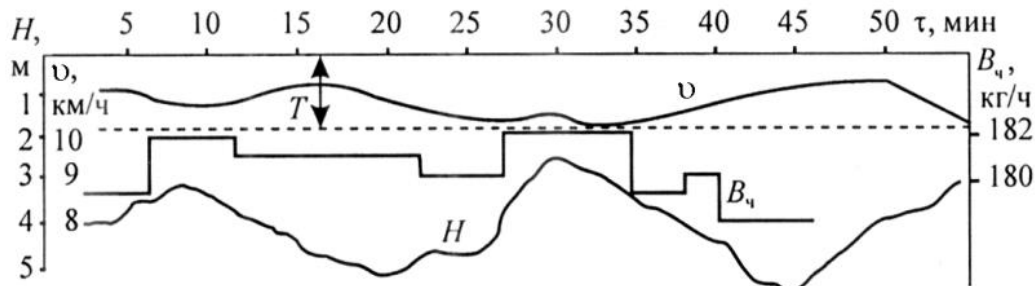


Рис. 1. Приклад зміни швидкості ходу і годинної витрати палива B_{ch} для річкового судна «Рені» в залежності від глибини фарватера H .

Окрім характеристик фарватера та глибини, на якій знаходиться судно, також слід звернути увагу на інші зовнішні фактори, що мають вагомий вплив на роботу ДВЗ.

Термодинамічна ефективність судових дизелів знижується з підвищенням температури наддувного повітря та повітря на всмоктуванні турбокомпресора (ТК). При високих температурах зовнішнього повітря, відповідно, повітря в машинному відділенні (МО) та на вході дизелів T_n , а також охолоджуючої заборотної води охолоджувачі наддувного повітря (ОНВ) не забезпечують охолодження повітря на вході в циліндри, яке могло б нівелювати підвищення температури T_n , що призводить до зниження ефективного ККД та зростання питомої витрати палива b_e .

Зв'язок температури наддувного повітря на вході в циліндри двигуна T_s , повітря на вході в ТК наддува T_n , в кінці процесу стиснення в компресорі T_k та температури води на вході в охолоджувач наддувного повітря (ОНВ) T_{w1} може бути встановлена за допомогою залежностей, наведених у роботі.

$$E = (T_k - T_s) / (T_k - T_n)$$

$$\sigma = (T_k - T_s) / (T_k - T_{w1})$$

де E і σ – ступінь охолодження повітря та ступінь віддачі теплоти в ОНВ.

У реальних двигунах величина E завжди менше одиниці та для гранично ефективної рекуперативної системи охолодження може становити $E=0,82$. Зазвичай застосовують компактні системи охолодження, у яких рівень охолодження становить $E=0,7\dots0,8$.

$$\sigma = k_\sigma \cdot E$$

де k_σ – коефіцієнт зв'язку величин σ та E .

Вираз для коефіцієнта зв'язку k_σ представимо у вигляді добутку коефіцієнтів впливу

$$k_\sigma = k_{T_n} + k_{\pi_k} + k_{\eta_n}$$

де $k_{T_n}, k_{\pi_k}, k_{\eta_n}$ відповідно, коефіцієнти впливу на величину k_σ температури повітря T_n на вході в компресор, ступеня підвищення тиску у компресорі π_k та ККД компресора η_k .

Температуру T_k можна визначити за відомим виразом

$$T_k = T_n \left[1 + (\pi_k^{0,286} - 1) / \eta_k \right]$$

Враховуючи, що при експлуатації суден у різних районах плавання спостерігається зміна температури зовнішнього повітря та забортної води в одному напрямку відповідно до залежності, їх одночасне зростання призводить до підвищення температури T_s , а значить негативно позначається на ефективності роботи головних та допоміжних двигунів.

Висновки і перспективи подальших досліджень. В даній роботі були досліджені зовнішні фактори, що мають найбільший вплив на роботу та енергетичні показники ДВЗ під час реального плавання.

З підвищенням температури наддувного повітря зменшується коефіцієнт надлишку повітря, погіршується сумішоутворення, збільшуються період затримки самозаймання палива, температура випускних газів та відведення теплоти від циліндрів, тобто. тепловтрати, теплонапруженість двигуна, питома витрата палива, знижуються ефективний ККД та потужність двигуна.

Серед великої кількості зовнішніх факторів, що впливають на умови плавання теплоходів по річках, найбільший вплив на їх експлуатаційні показники і, в тому числі, на роботу головних двигунів (ГД), надає мілководдя, тобто відносно мала глибина фарватеру річки під днищем судна. Це пов'язано з тим, що при виході судна з глибокої води, на мілководді створюється додатковий опір руху судна, внаслідок виникнення під кілем попутної хвилі, що створює підвищену турбулізацію потоку води між дном річки і кілем судна, що в кінцевому підсумку вимагає додаткових витрат енергії на подолання цього зростання опору.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАННОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сирота А.А. Исследование влияния температуры наружного воздуха и забортной воды на температуру наддувочного воздуха на входе в цилиндр судовых дизелей / А.А. Сирота // Наукові праці ЧДУ ім. Петра Могили. Серія «Техногенна безпека». – 2009. – № 98 (111) . – С. 20-26.
2. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Домбровский В.А. Оценка расхода топлива в судовых условиях // Автоматизация судовых технических средств: научн.-техн. сб. – 2006. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. 78 - 87.
3. Суворов П.С. Динамика двигателя в судовом пропульсивном комплексі. – Одесса: ОНМА, 2004. – 304 с.

Забезпечення екологічності роботи суден морського флоту

Постановка проблеми в загальному вигляді. В даний час серед контрольованих параметрів дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту важливе значення приділяється такому екологічному показнику, як концентрація оксидів азоту у випускних газах. Це значення регламентуються міжнародними вимогами, його підтримка у заданому діапазоні є обов'язковим під час експлуатації суднових енергетичних установок, як в акваторіях Світового океану, також у територіальних водах морських країн. Оксиди азоту NOX є одними з найтоксичніших компонентів випускних газів. За нормальних атмосферних умов азот є інертним газом. Під час високого тиску та особливо високої температури азот активно входить у реакцію з киснем. У випускних газах двигунів понад 90 % усієї кількості NOX становить оксид азоту NO, який у системі випуску та в атмосфері легко окислюється в діоксид NO₂, а далі перетворюється на азотну кислоту HNO₃. Згодом азотна кислота конденсується в повітрі, повертається на поверхню Світового океану або острівну та материкову частину Землі у вигляді кислотних дощів та негативно впливає на довкілля та людину. У зв'язку з цим ціла низка міжнародних організацій (зокрема International Maritime Organization – IMO) запроваджують суворі вимоги, виконання яких дозволяє забезпечити екологічні параметри роботи суднових дизелів щодо емісії оксидів азоту NOX [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Утворення оксидів азоту під час згоряння палива відбувається у разі, коли температура в циліндрі дизеля перевищує 1500 K та дотримується умова високої концентрації кисню при окисненні атмосферного азоту в процесі горіння. Тому всі методи, що забезпечують зниження емісії NOX, спрямовані на зміну стехіометричного співвідношення паливо-повітря, що призводить до погіршення сумішоутворення, окислення та горіння.

Зниження концентрації NOX у випускних газах досягається:

- шляхом впливу робочий процес, що відбувається у циліндрі дизеля;
- зміною конструкції та параметрів роботи паливної апаратури високого тиску;
- введенням реагентів у випускні гази при їх проходженні через спеціальні реактори;
- за допомогою використання системи управління випускними газами, яка забезпечує або їхню рециркуляцію (Exhaust gas recirculation – EGR), або їх перепуск (Exhaust gas wastegate – EWG) [2].

Системи, що забезпечують рециркуляцію випускних газів (EGR system), зазвичай застосовуються для малооборотних дизелів. Для суднових середньооборотних дизелів (СОД) керування потоком випускних газів може

здійснюватися шляхом їхнього перепуску (EWG system). У цьому випадку частина випускних газів дизеля надходять безпосередньо в газовипускную магістраль, поза газотурбонагнетача (ГТН). При цьому знижуються частота обертання ГТН, тиск і кількість повітря, що нагнітається в циліндр. Перепуск газів здійснюється за допомогою спеціального клапана, що дозволяє спрямовувати частину газів не до ГТН, а безпосередньо до газовипускної труби. Нині системи EWG встановлюються на суднових СОД, що виконують функції головних та допоміжних двигунів [3].

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення оптимальних режимів експлуатації системи перепуску випускних газів – як одного із способів забезпечення екологічності роботи суден морського флоту.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження проводилися на трьох однотипних суднових середньообертових дизелях 6L26 фірми Wartsila. Номінальна потужність дизелів становила $N_{ном}=1200$ кВт за частотою обертання валу 1000 хв⁻¹. Як система управління випускними газами на цих дизелях встановлено систему перепуску випускних газів (Exhaust gas wastegate – EWG). Згідно з проектною документацією, система EWG забезпечує перепуск газів у діапазоні 0...10 %. Принципова схема системи EWG суднового дизеля 6L26 фірми Wartsila показана на рис. 1.

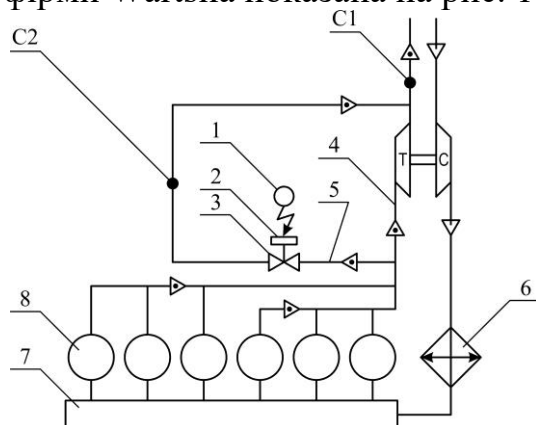


Рис. 1. Принципова схема суднового СОД 6L26 Wartsila із системою керування випускними газами EWG:

1 – контролер положення перепускного клапана; 2 – пневматичний привід перепускного клапана; 3 – перепускний клапан (wastegate); 4, 5 – магістралі основного та перепускного потоку газів; 6 – охолоджувач наддувного повітря; 7 – продувний ресивер; 8 – циліндри дизеля; C1, C2 – точки контролю витрати газів; Т, С – газова турбіна та повітряний компресор ГТН

Повітря, що нагнітається компресором, охолоджується в охолоджувачі наддувного повітря 6 і надходить у циліндри 8 крізь продувний ресивер 7. Залежно від положення перепускного клапана 3 (переміщення якого здійснюється за допомогою пневматичного приводу 2 і регулюється контролером 1) випускні гази надходять або в основну магістраль 4 або в перепускную 5. Витрата випускних газів у магістралях 4 та 5 визначався у точках C1 та C2. Під час експерименту у точці C1 за допомогою газоаналізатора визначалася концентрація NOX у випускних газах [2].

Ступінь перепуску випускних газів δ_{EWG} змінювалася в межах 0 ... 10 % і визначалася за виразом

$$\delta_{EWG} = \frac{G_{wg}}{G_{\Sigma}} \cdot 100\%,$$

де G_{wg} – кількість випускних газів, що пройшло через перепускний клапан, кг/с (вимірювалося в точці С2);

G_{Σ} – сумарна кількість випускних газів, що надходять у газовипускную магістраль від газотурбонагнетача при повністю закритому перепускному клапані, кг/с (вимірювалося у точці С1).

Під час проведення дослідження контролювалися та вимірювалися параметри, що дозволяють визначити питому ефективну витрату палива b_e , а також ефективну потужність дизеля [3].

Результати експерименту наведено у таблиці 1.

Таблиця 1. Результати експерименту

Навантаження на дизель, %	Ступінь перепуску випускних газів, δ_{EWG} , %					
	0	2	4	6	8	10
	емісія NO_x , г/(кВт·г)					
55	7,41	7,36	7,31	7,22	7,18	7,13
65	7,62	7,52	7,38	7,29	7,21	7,18
75	7,93	7,77	7,53	7,45	7,32	7,23
85	8,46	8,10	8,01	7,68	7,57	7,31
	питома ефективна витрата палива, b_e , г/(кВт·г)					
55	196,6	203,0	204,0	204,7	204,8	205,3
65	195,3	200,5	202,7	203,2	203,3	203,4
75	193,7	196,8	197,3	197,5	197,6	197,7
85	189,2	190,6	190,9	191,2	191,3	191,4

Екологічну ефективність режимів системи EWG також можна оцінити за запасом екологічної стійкості роботи дизеля ΔNO_x^+ , %, на вибраному режимі роботи, який визначається за виразом

$$\Delta NO_x^+ = \frac{NO_x^{Tier} - NO_x^{work}}{NO_x^{Tier}} \cdot 100\% \quad (1)$$

де $\text{NO}_x^{\text{Tier}}$ – граничне значення концентрації оксидів азоту в випускних газах (визначається для відповідного стандарту Tier залежно від характеристик дизеля), г/(кВт·год);

$\text{NO}_x^{\text{work}}$ – концентрації оксидів азоту в випускних газах на вибраному режимі роботи дизеля, г/(кВт·год).

Для відповідних значень таблиці 2 за виразом (1) визначимо величини екологічної стійкості роботи дизеля ΔNO_x^+ , які в залежності від навантаження та ступеня перепуску узагальнено у вигляді таблиці 2.

Таблиця 2. Екологічна стійкість роботи дизеля 6L26 Wartsila, %, для різних умов експерименту

Навантаження на дизель, %	Ступінь перепуску випускних газів, δ_{EWG} , %					
	0	2	4	6	8	10
55	17,5	18,0	18,6	19,6	20,0	20,6
65	15,1	16,3	17,8	18,8	19,7	20,0
75	11,7	13,5	16,1	17,0	18,5	19,5
85	5,8	9,8	10,8	14,5	15,7	18,6

Номограма, що відображає значення екологічної стійкості роботи дизеля 6L26 Wartsila для різних умов експлуатації, наведено на рис. 2, а.

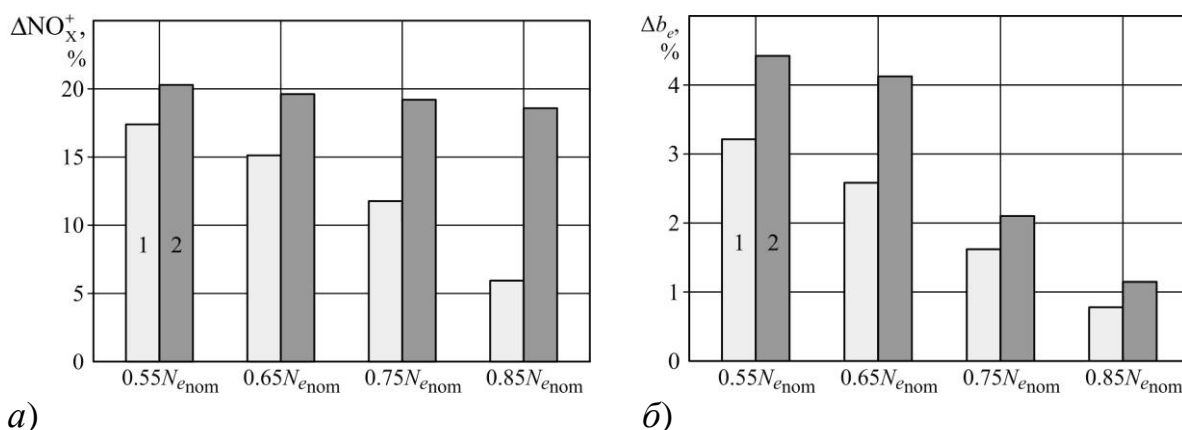


Рис. 2. Діапазон збільшення екологічної стійкості (а) та питомої витрати палива (б) для час різних умов роботи дизеля 6L26 Wartsila: 1 – без EWG; 2 – $\delta_{\text{EWG}}=10$ %

Використання системи EWG зменшує кількість випускних газів, що надходять до турбокомпресора. При цьому пропорційно зменшується кількість повітря, що надходить у циліндри дизеля, що призводить до погіршення згоряння палива та збільшення питомої ефективної витрати палива (таблиця 1). Це збільшення може бути визначене як

$$\Delta b_e = \frac{b_e^{\text{EWG}} - b_e}{b_e} \cdot 100\%$$

де b_e^{EWG} – питома ефективна витрата палива на вибраному режимі роботи дизеля під час використання системи EWG, г/(кВт·год);

b_e – питома ефективна витрата палива без використання системи EWG, г/(кВт·год).

Відносне збільшення питомої витрати палива Δb_e для різних режимів роботи дизеля наведено у таблиці 3.

Таблиця 3. Збільшення питомої витрати палива Δb_e %, під час використання системи перепуску випускних газів

Навантаження на дизель, %	Ступінь перепуску випускних газів, δ_{EWG} , %				
	2	4	6	8	10
55	3,25	3,78	4,12	4,17	4,43
65	2,66	3,78	4,05	4,08	4,15
75	1,62	1,88	1,95	1,98	2,07
85	0,75	0,88	1,07	1,12	1,17

Номограма, що відображає діапазон збільшення питомої витрати палива Δb_e в залежності від навантаження дизеля для різного ступеня перепуску випускних газів δ_{EWG} показано на рис. 3, б.

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

1. Використання перепуску випускних газів сприяє поліпшенню екологічних показників роботи судових СОД, зокрема у діапазоні експлуатаційних навантажень (0,55...0,85) Неном на 3,33...15,42 % знижується рівень емісії NOX у випускних газах.

2. Використання системи EWG зменшує кількість випускних газів, що надходять до газової турбіни, це призводить до зниження продуктивності турбокомпресора, зменшення кількості повітря, що надходить у циліндр дизеля, і зростання питомої ефективної витрати палива. При цьому для режимів, що відповідають 55...65% навантаження, зростання цього показника збільшується пропорційно ступеню перепуску випускних газів δ_{EWG} і становить 2,7...4,4 % (в діапазоні $\delta_{\text{EWG}}=2...10\%$). Для навантажень близьких до номінальної потужності – 0,85 Неном збільшення питомої витрати палива складає 1,2 % (для максимальної величини перепуску $\delta_{\text{EWG}}=10\%$).

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАННОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 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>.
2. 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.
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.

Зниження емісії оксидів азоту з випускними газами суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Морський та внутрішній водний транспорт є одним із найбільших джерел забруднюючого впливу на атмосферне повітря. Морські та річкові судна у своїй сукупності виступають як пересувне джерело забруднення довкілля. До основних видів шкідливого впливу суднових енергетичних установок на довкілля відносяться:

- забруднення атмосферного повітря токсичними компонентами випускних газів теплових двигунів (дизелів, газових турбін, котлів);
- забруднення водного середовища некерованим та неконтрольованим скиданням рідких або твердих речовин (нафти, вод, що містять нафту, сміття).

Паливо, яке використовується в теплових двигунах суден морського та внутрішнього водного транспорту, саме є токсичною речовиною і до того при згорянні сприяє виділенню випускних газів, деякі складові яких також є токсичними та несприятливо впливають на навколишнє середовище.

В даний час переважна кількість суден морського та внутрішнього водного транспорту обладнана дизелями, які виконують функції головних та допоміжних двигунів [1, 2]. Їхні екологічні показники щодо шкідливих викидів в атмосферу нормуються Додатком VI МАРПОЛ. Вимоги цього додатку спрямовані на скорочення шкідливих викидів в атмосферу з суден, до яких віднесено оксиди азоту, оксиди сірки, леткі органічні сполуки та речовини, що руйнують озоновий шар. У зв'язку з тим, що морський і внутрішній водний транспорт є невід'ємною частиною життя сучасного суспільства, виключити негативний вплив його на навколишнє середовище неможливо. Тому всі технічні та конструкційні заходи, що забезпечують зниження емісії шкідливих викидів суднових дизелів (зокрема оксидів азоту) є затребуваними, а дослідження та визначення оптимальних режимів роботи обладнання, яке цьому сприяє, є актуальними [3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Норми викидів оксидів азоту дизелями суден морського та внутрішнього транспорту регламентуються вимогами Додатку VI МАРПОЛ і залежить від року побудови судна і частоти обертання валу дизеля – таблиця 1.

Таблиця 1. Граничні викиди оксидів азоту суднових дизелів, г/(кВт·год)

Рік побудови	Рівень / ярус	Частота обертання валу, хв ⁻¹		
		$n < 130$	$130 < n < 2000$	$n > 2000$
2000	Tier I	17	$45n^{-0,2}$	9,8
2011	Tier II	14,4	$44n^{-0,23}$	7,7
2016	Tier III	3,4	$9n^{-0,2}$	2,0

Забезпечення вимог стандартів Tier I та Tier II можливе за рахунок регулювання дизелів (шляхом зміни фаз подачі палива, випуску газів та продування), за рахунок зміни характеристик палива (у тому числі шляхом використання газового палива та паливних сумішей), а також вибору оптимальних режимів роботи [4, 5]. Забезпечення вимог стандарту Tier III можна досягти тільки шляхом використання додаткового обладнання, яке забезпечує очищення випускних газів від оксидів азоту (методи селективного відновлення – SCR, електролізу газів – CSNO_x), зволоження повітря – НАМ. Усі методи, що спрямовані на зниження емісії оксидів азоту, погіршують процес згоряння палива та знижують економічність роботи дизеля (збільшують питому ефективну витрату палива). Одним із додаткових методів, використання якого забезпечує виконання вимог стандарту Tier II, є управління випускними газами, яке реалізується у вигляді рециркуляції газів (Exhaust gas recirculation – EGR) або перепуск/скидання випускних газів (Exhaust gas wastegate – EWG) [7].

Постановка завдання. Метою дослідження було визначення зміни концентрації NO_x у випускних газах для різного ступеня рециркуляції випускних газів.

Виклад основного матеріалу дослідження. В останнє десятиліття системи рециркуляція газів, що відпрацювали, все ширше застосовуються як в стаціонарній, так і в судновій енергетиці для зниження концентрації оксидів азоту NO_x у випускних газах дизелів. Розробка даних систем та їх встановлення виконуються для суден що проектується або будуються. Широкого досвіду технічної експлуатації цих систем в даний час не існує, а рекомендації щодо їх використання в основному базуються на теоретичних дослідженнях і моделюванні процесів, що відбуваються при цьому.

Експериментальні дослідження щодо впливу системи рециркуляції випускних газів на екологічні, енергетичні та економічні показники роботи двигуна внутрішнього згоряння виконувались на судовому малообертовому 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).

Основні характеристики дизеля 7UEC60LS Mitsubishi: діаметр циліндра – 600 мм; хід поршня – 2400 мм; кількість циліндрів – 7; номінальна потужність – 12600 кВт; частота обертання, що відповідає номінальній потужності – 82 об/хв.

Принципова схема дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi із системою EGR показана на рис. 1.

Випускні гази з циліндрів дизеля надходять у загальний випускний колектор 2 і далі до газотурбонагнетчів 1 і 5, після чого через газовипускную трубу видаляються в атмосферу. Газотурбонагнетачи 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 гази очищаються і попередньо охолоджуються в скрубєрі 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.

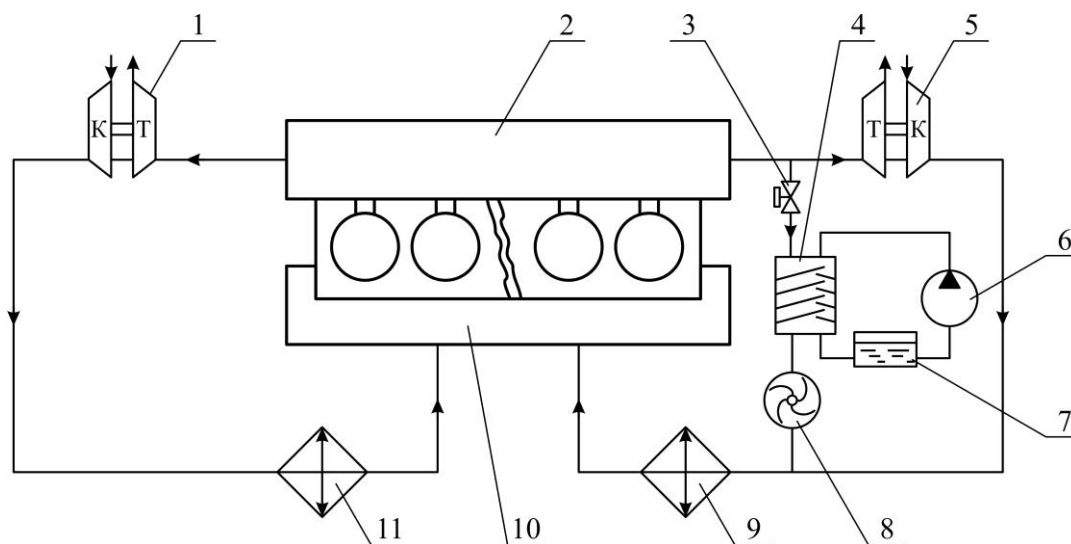


Рис. 1. Принципова схема системи рециркуляції випускних газів для малообертового суднового дизеля:

1, 5 – газотурбонагнітач; 2 – випускний колектор; 3 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів; 4 – скрубєр; 6 – водяний насос; 7 – водяна цистерна; 8 – газівий нагнітач із електричним приводом; 9, 11 – охолоджувач наддувного повітря; 10 – повітряний ресивер

Ступінь рециркуляції газів під час експериментів змінювалася в наступних значеннях: $EGR=4,7\%$, $EGR=9,8\%$, $EGR=14,6\%$, $EGR=18,8\%$ і розраховувалася за виразом

$$EGR = \frac{\alpha_{EGR}}{\alpha},$$

де α – поточне значення коефіцієнта надлишку повітря залежно від навантаження дизеля;

α_{EGR} – коефіцієнт надлишку повітря при використанні системи рециркуляції випускних газів.

Експерименти виконувалися для наступних швидкісних режимів роботи дизеля: 55, 65, 75 і 80 об/хв, що відповідало значенням відносної потужності дизеля: $0,3N_{eном}$, $0,5N_{eном}$, $0,77N_{eном}$ і $0,93N_{eном}$, яка вимірювалася в кВт. Як $N_{eном}$ приймалася номінальна потужність, яка відповідала своїм значенням коефіцієнта надлишку повітря α . Для визначення потужності дизеля викону-

валось його індиціювання за допомогою суднової системи діагностики Doctor, що дозволяє визначити ефективну потужність дизеля на будь-якому з режимів, що розглядаються.

Результати досліджень наведено на рис. 2 у вигляді номограми зміни емісії NO_x функції частоти обертання колінчастого валу для різного ступеня рециркуляції випускних газів.

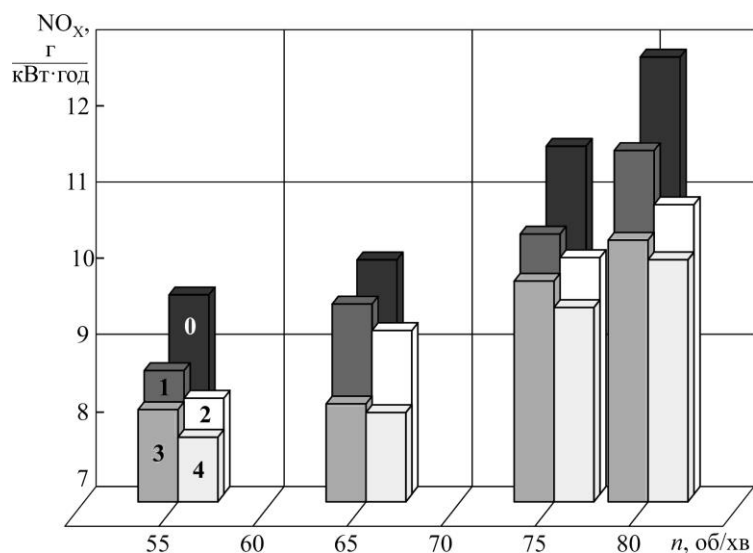


Рис. 2. Зміна концентрації NO_x , г/(кВт·год) у випускних газах суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi залежно від частоти обертання n , об/хв та ступеня EGR, %: 0 – робота без рециркуляції (EGR=0 %); 1 – EGR=4,7 %; 2 – EGR=9,8 %; 3 – EGR=14,6 %; 4 – EGR=18,8 %

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 подальше 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 4,7 ... 18,8 % забезпечує зниження концентрації NO_x у випускних газах відповідно зі значень 9,65 ... 12,83 г NO_x /(кВт·год) – у разі відсутності рециркуляції, до значень 7,65 ... 10,23 г NO_x /(кВт·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 $N_{\text{еж}}=(0,3 \dots 0,93)N_{\text{еном}}$.

Зниження концентрації NO_x у випускних газах у відсотковому відношенні знаходиться в межах 19,5 ... 48,8 %, причому великі значення відповідають інтервалу навантажень $(0,77 \dots 0,93)N_{\text{еном}}$, тобто. найпоширенішим з експлуатаційних режимів роботи дизеля.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Kuropyatnyk O. A. Reduction of NO_x emission in the exhaust gases of low-speed marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8. – P.37 - 42. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-37-42.
2. Kuropyatnyk O. A. Selection of optimal operating modes of exhaust gas recirculation system for marine low-speed diesel engines // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 203 - 211. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52992.
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. 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 Journal of Maritime Science & Engineering. 2022, 10, 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>.
6. Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NO_x Emissions from Marine Diesel Engines // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1 - 9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>
7. 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.

Підвищення експлуатаційних показників роботи суднових дизелів шляхом використання альтернативних палив

Постановка проблеми в загальному вигляді. Основним джерелом енергії теплових двигунів (газових турбін, котлів, дизелів) є паливо нафтового походження. За даними транснаціональної компанії British Petroleum за 2020 рік, доведені світові запаси нафти оцінюються в 244,6 мільярда тонн. З огляду на щорічні обсяги споживання палива подібних запасів для світової енергетики вистачить на 40...45 найближчих років [1]. Це, а також сучасні екологічні вимоги до теплових двигунів змушують розвивати альтернативну енергетику та розробляти альтернативні палива.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Палива для морських двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) поділяють на важкі та легкі. До першої категорії належать палива, в'язкість яких при 50°C перевищує 50 сСт (у сучасних дизелях використовуються палива з в'язкістю до 500...700 сСт). Легкі палива характеризуються в'язкістю 2...40 сСт. 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. Саме тому до специфічних завдань експлуатації суднових енергетичних установок належать запобігання утворенню та нейтралізації екологічно небезпечних речовин, які утворюються при використанні нафтових дизельних палив. У зв'язку з цим останнім часом велика увага приділяється зниженню у випускних газах (ВГ) шкідливих речовин, особливо оксидів азоту NO_x [2, 3]. З метою зниження концентрації цих речовин використовують різні методи і технології: упорскування води в повітряний та випускний ресивер, рециркуляція випускних газів, використання для забезпечення процесу згоряння альтернативного палива – дешевого, калорійного і екологічно чистого [4].

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. Зростаючий інтерес до альтернативних видів палива для судових ДВЗ обумовлений їх трьома суттєвими перевагами:

- альтернативні види палива, як правило, дають менше шкідливих викидів, що сприяють зменшенню забруднення повітряного басейну та глобального потепління;
- більшість альтернативних видів палива виробляється з невичерпних запасів;
- використання альтернативних видів палива дозволяє будь-якій державі підвищити енергетичну незалежність і безпеку.

Альтернативні палива отримують в основному з сировини ненафтового походження і застосовують для скорочення споживання нафтопродуктів. Основними видами альтернативного палива є: зріджені горючі газ; 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/г	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, отри-

маному шляхом бродіння біомаси, значної кількості води, яка дуже погано поєднується з нафтопродуктами.

Із числа видів перспективного палива для ДВЗ особливої уваги заслуговує хімічно інертний діметиловий ефір. Діметилефір $\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$ – 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 [6]. 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. Результаті 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, правда, в пов'язаному вигляді, є найпоширенішим на Землі елементом [7].

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 двигунів на водневе паливо, є небезпека передчасного займання водню-повітряної суміші.

Крім того, при переведенні діючих двигунів на водневе паливо слід вважати 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 судових двигунів внутрішнього згоряння 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 теплотворної 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.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.

2. 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.

3/ Сагін С.В., Мадей В.В., Сагін А.С. Робота судового дизеля на біодизельному паливі // *Автоматизація судових технічних засобів : наук. -техн. зб.* – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 93 - 107. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-93-107.

4. Галышев Ю.В. Анализ перспективы создания водородных двигателей / Ю.В. Галышев // *Альтернативная энергетика и экология*. – 2015. – № 2(22). – С. 19-23.

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.

Підвищення паливної економічності дизелів суден морського транспорту

Постановка проблеми в загальному вигляді. Суднові дизелі відносяться до найпоширенішого типу енергетичних установок, які використовуються на судах морського та внутрішнього водного транспорту. У порівнянні з паротурбінними та газотурбінними установками суднові дизелі характеризуються мінімальними витратами палива не лише на одиницю потужності (кг/кВт·год), але і на одиницю пройденого судном шляху (кг/миля). Це є головною причиною, по якій вони в найбільшій кількості (до 95...97 % у порівнянні з іншими типами теплових двигунів) встановлюються як головні та допоміжні двигуни на судах морського та внутрішнього водного транспорту [1].

Суднові двигуни внутрішнього згоряння (СДВЗ) є найбільшими споживачами рідкого палива. Потужність головних і допоміжних двигунів судових енергетичних установок лежить в діапазоні від декількох сотень до десятків тисяч кіловат. При середньому питомій ефективному витраті палива 180...185 г/(кВт·год) добова витрата палива головним двигуном може становити 200...250 тонн/добу, а допоміжними двигунами, кількість яких на сучасних судах до чотирьох, а число паралельно працюючих до трьох, досягає 10...12 тонн/добу. В таких умовах навіть мінімальне зниження витрати палива, що забезпечується за рахунок підвищення якості його підготовки, на 3...4 г/(кВт·год) призводить до суттєвої економії палива і скорочення експлуатаційних витрат.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним з методів підготовки палива до використання є його хімічна обробка, яка забезпечується за рахунок введення в нього паливних присадок. Присадки до судових палив в даний час набули досить широкого поширення на судах, однак результат їх застосування не завжди отримує однозначну оцінку. Це пов'язано з різними причинами, які, перш за все, залежать від характеристик судового 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 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 електрич-

них 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 були проведені в паливній системі дизеля 6Н17/28 Hyundai Heavy Industries, що працює по чотиритактному циклу і має наступні основні характеристики:

- діаметр циліндра – 170 мм;
- хід поршня – 280 мм;
- частота обертання колінчастого вала – 900 об/хв);
- кількість циліндрів – 6;
- номінальна потужність – 690 кВт.

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. 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. Її величина становила $N_e=300\ldots600$ кВт.

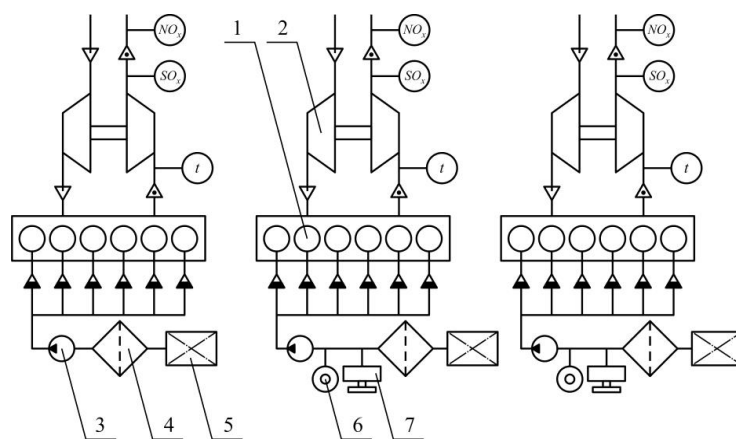


Рис. 1. Судова паливна система (фрагмент):

1 – дизель; 2 – газотурбокомпресор; 3 – насос, що підкачує паливо; 4 – паливний фільтр грубої очистки; 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 неузгодже-

ність 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 кошти автоматичного контролю підтримували в'язкість палива незмінною протягом усього експерименту. Також ідентичними підтримувався сорт циркуляційного масла, що забезпечує режими змащування і 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 при дослідженнях вибиралися такі співвідношення присадки і базового палива – 1:2000, 1:4000, 1:6000 і 1:8000. Як економічний критерій роботи дизеля при проведенні експерименту приймалася питома ефективна витрата палива b_e , значення якої в г/(кВт·год) визначалося відповідно до рекомендацій дизелебудівної фірми. Було встановлено, що використання палива з присадкою сприяє зниженню даного показника у всьому діапазоні експлуатаційних навантажень (рис. 2) [2].

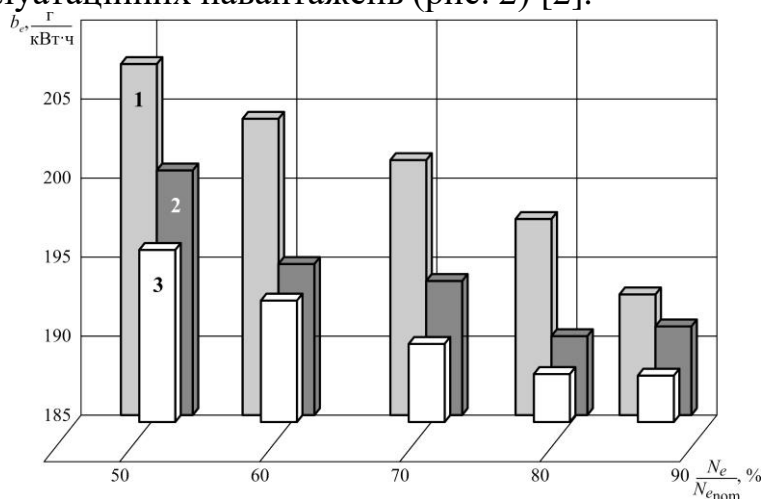


Рис. 2. Зміна питомої ефективної витрати палива b_e суднового дизеля 6N17/28 Hyundai Heavy Industries при різних значеннях його від відносної потужності N_e/N_{nom} : 1 – дизель, що працює без використання паливної присадки; 2, 3 – дизелі, що працюють з використанням паливної присадки з концентрацією 1: 2000 і 1: 6000 відповідно

Висновки і перспективи подальших досліджень. Таким чином, наведені результати дозволяють зробити наступні висновки.

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 і в випускному колекторі. При цьому відзначимо, що для різної концентрації присадки в базовому паливі спостерігається різна величина зниження питомої ефективної витрати палива.

Використання присадок до палива призводить до підвищення паливної економічності суднового дизеля. Під час використання паливних присадок на різних режимах роботи суднового чотиритактного дизеля можливо досягти зниження питомої ефективної витрати палива від 2,6 до 6,4 %. При цьому максимальне підвищення паливної економічності відбувається в діапазоні 50...60% навантаження дизеля, тобто режимів, що характеризуються найбільшим експлуатаційним періодом роботи, а також підвищеної теплової напруженості.

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. 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., Zablotzky 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.

Байрамов А.Р., Куропятник О.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Реалізація вимог marpol щодо попередження забруднення довкілля судновими водами, що містять нафту

Постановка проблеми в загальному вигляді. Очищення вод, що містять нафту (ВМН) на морському транспорті вважається однією з пріоритетних екологічних завдань, оскільки нафта і нафтопродукти є найбільш поширеними антропогенними забруднювачами, які негативно впливають на стан морських екосистем.

До складу ВМН на сучасних судах морського та внутрішнього водного транспорту крім води входять паливо, мастило, що призначено для мащення деталей та механізмів, гідравлічне мастило, миючі препарати та ін. Загальна кількість ВМН, що скидаються із суден за абсолютним значенням в порівнянні з аварійними розливами танкерів невелика, але їх вплив на екологічний стан морського середовища має велике значення, особливо при збільшенні числа суден, їх тоннажу та інтенсивності судноплавства. Тому все більш актуальною стає проблема про обмеження їх скидання, та підвищення вимог до якості очищення ВМН перед скиданням у море [1].

Відповідно до вимог Конвенції МАРПОЛ 73/78 і резолюції МЕРС.107(49), яка набрала чинності 1 січня 2005 року, в міжнародних водах дозволяється скидати за борт очищені ВМН з концентрацією нафтопродуктів не більше 15 млн^{-1} . У майбутньому очікується подальше посилення законодавства і зниження допустимої концентрації нафтопродуктів у воді, що скидається в море, до 5 млн^{-1} (в акваторії Великих озер таке обмеження вже діє), і повна заборона скидання ВМН в життєво важливі водойми.

Досягнення таких показників забруднень в очищеній воді (з урахуванням концентрації нафтопродуктів у вихідній воді близько $1000...2000 \text{ млн}^{-1}$) можливе лише за умовою багатоступінчастій обробці ВМН. В даний час судна морського та внутрішнього водного транспорту, як правило, оснащені двохступінчастими очисними установками ВМН: на першому ступені – сепараторами гравітаційного або флотаційного типу; на другому ступені фільтрами різних конструкцій (з коалесциючими елементами, адсорбційним завантаженням та ін.). Надмірне накопичення ВМН на борту судна (в ляла машинного відділення, збірних колодязях, танках) може призвести до необхідності припинення роботи суднового обладнання та суднових систем. Тому очищення ВМН та їх подальше видалення з борту судна повинні виконуватися за найкоротший проміжок часу. При цьому необхідно враховувати можливість знаходження судна в прибережній акваторії, в якій скидання ВМН заборонено та тому неможливо. Тому дослідження способів, що забезпечують якісне та швидке очищення ВМН є актуальним науково-прикладним завданням, реалізація якого завжди буде затребувана на судах морського та внутрішнього водного транспорту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для виділення нафтопродуктів з ВМН вод на судні має бути сепаруюче та фільтруюче обладнання. 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-73/78, 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} .

Нафтоочисне обладнання за ступенем очищення ВМН поділяється на:

- нафтоводяне обладнання, що сепарує, – це сепаратор або фільтр або їх комбінація, які забезпечують отримання вмісту нафти в ВМН менше 100 млн^{-1} ;

- нафтофільтрувальне обладнання – це комбінація пристроїв (сепаратора, фільтра, коалесциючого елемента), яка забезпечує отримання вмісту нафти в ВМН не більше 15 млн^{-1} [3];

за принципом дії нафтоводяні сепараційні установки можна умовно поділити на такі основні типи:

- гравітаційні (природний відстій) – найбільш економічні, але цей тип сепараційних установок не забезпечує необхідної якості очищення;

- флотаційні (насичення води, що очищається дрібними бульбашками повітря, які при спливанні захоплюють за собою частинки нафтопродуктів і утворюють при цьому нафтоводяну піну, що скидається в збірну цистерну);

- коалесциючі (укрупнення частинок нафтопродуктів з допомогою їх злиття на коалесциючому матеріалі з наступним відривом укрупнених крапель від поверхні коалесциючого матеріалу, спливання і стоку в збірний танк);

- фільтраційні (затримання частинок нафтопродуктів шаром матеріалів, що фільтрують);

- відцентрові (розподіл частинок різної щільності при впливі відцентрових сил) [4].

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, який 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 ефективно регенерацію. До таких коалесциючих елементів при відповідному конструктивному виконанні можна віднести тканинні фільтруючі елементи, мембранні фільтруючі елементи і коалесциючі 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 м^2 .

Крім того, гіроскопічний ефект рідини, що обертається з високою швидкістю усередині барабана сепаратора, нівелює дію кільової і бортової хита-виці. Результат – незмінно висока ефективність розподілу компонентів. Відцентрові тарілчасті сепаратори вже впродовж десятків років демонструють прекрасну ефективність очищення дизельного палива і мастильного масла від води і твердих часток в морській індустрії [7].

Як сепаратор, що забезпечує виконання всіх вимог по якості очищення ВМН, доцільно використання сучасного сепаратора BWPX307 в комплексі з сепараційною установкою PureBilge.

Принцип дії установки сепарації PureBilge з сепаратором BWPX307 показаний на рис. 1. 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°C , 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 $5...15 \text{ млн}^{-1}$), відділена ВМН може бути видалена безпосередньо за борт або в «чистий» танк ВМН для зливу за борт пізніше.

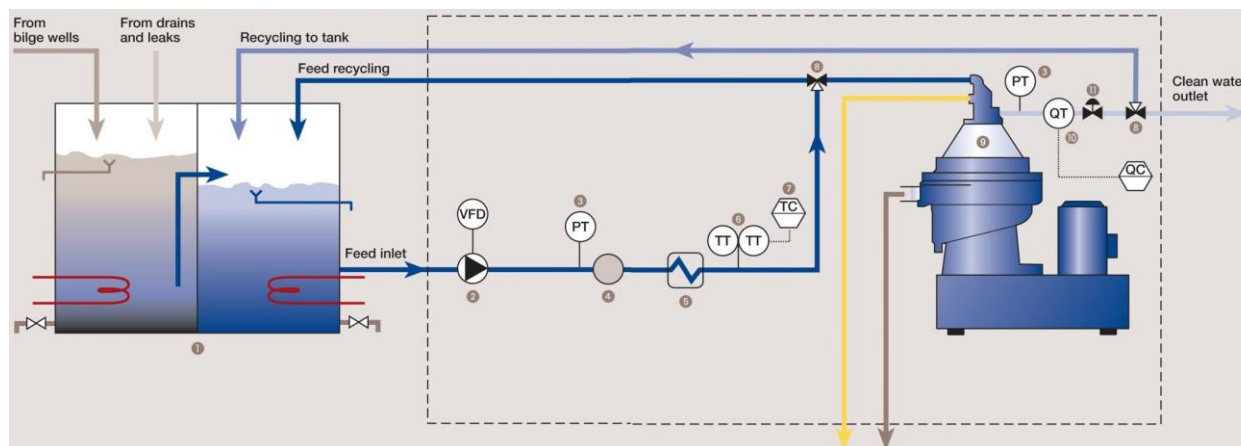


Рис. 1. Сепараційна установка PureBilge:

- 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 – WWPX 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 суднові відстійні цистерни з подальшим здаванням в портову приймальну споруду.

Висновки і перспективи подальших досліджень. При експлуатації суднових енергетичних установок необхідно суворо дотримуватися вимог конвенції МАРПОЛ73/78, а також впроваджувати в суднову енергетику технічне обладнання, яке не лише забезпечує виконання нормативних вимог цієї конвенції, але і 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 WWPX307. Ця система забезпечує рівень очищення вод, що містять нафту у діапазоні $5...7 \text{ млн}^{-1}$, що дозволяє безпечно скидання очищених вод в будь-яких рай-

онах Світового океану та дозволяє судновласникам виконувати відповідні існуючи 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. Zablotskyi, 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. Истомин В.И. Повышение экологической безопасности судов в соответствие с новыми требованиями Приложения IV к Конвенции MARPOL73/78 / В.И. Истомин, В.П. Кот, С.Е. Тверская // *Вісник СевНТУ*. – 2012. – № 129. – С. 86-89.
4. Тихомиров Г.И. Современное состояние проблемы очистки судовых нефтесодержащих вод и экологическая безопасность судовых энергетических установок / Г.И. Тихомиров // *Транспортное дело*. – 2015. – № 6. – С. 263-267.
5. Истомин В.И. Совершенствование функциональных свойств судовых систем очистки нефтесодержащих вод / В.И. Истомин, С.Е. Тверская, В.В. Хлебникова // *Энергетические установки и технологии*. – 2017. – Т. 3. – № 1. – С. 118-121.
6. 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.
7. Ткаченко И.В. Очистка нефтесодержащих вод морских судов методом гидродинамической суперкавитации потока / И.В. Ткаченко // *Universum: Технические науки*. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 59-62.

Оптимізація системи наддува судових 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 судові 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 судової електростанції, джерелом енергії якої є допоміжні двигуни, неможливо без збільшення агрегатної та циліндрової потужності судових 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 судових 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 незрозумілостей 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 система 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 суднових 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 двохступеневого 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 все 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 одноступенєвим 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 [5].

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.

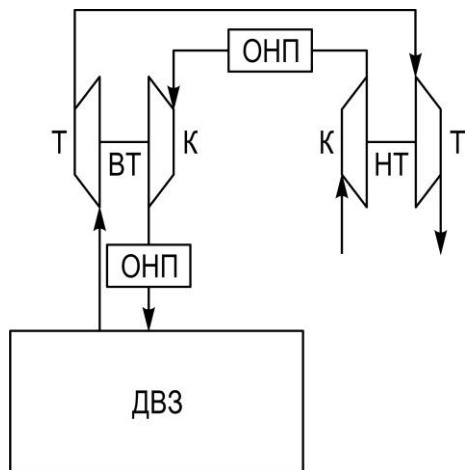


Рис. 2. Схема з'єднання турбін і компресорів при системі подачі повітря з двохступінчастим наддувом:

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 силовий 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 силовий 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 силовий 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 ди-

зеля;

- 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.

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. 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.

5. Терещенко Е. С. Повышение показателей дизеля с газотурбинным наддувом. – Мир современной науки. – 2011. – №. 4. – С. 7-11.

Підвищення якості очистки суднових моторних мастил

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 суднових двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ), найбільшою мірою леговані присадками і відрізняються великим запасом якості за своїм первинним властивостям. Середній вміст присадок в суднових 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 суднової 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 Texaco 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 суднових 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 суд-

нових 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 суднових 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-потоківих фільтрів центрифугами.

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

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

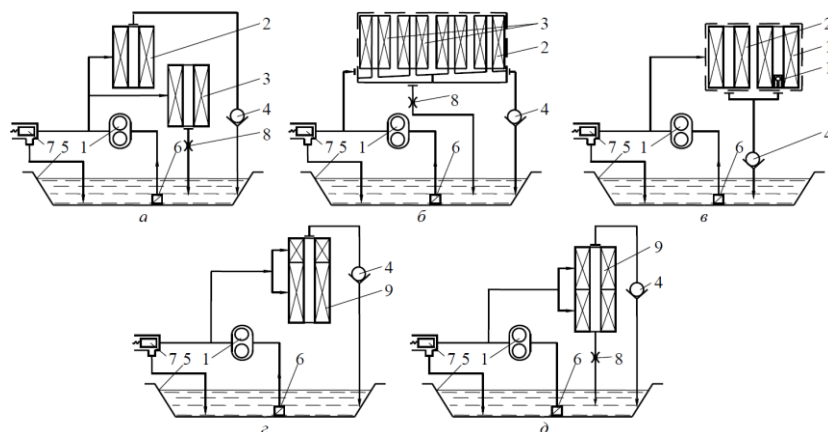


Рис.2. Схеми включення очищувачів в систему змащення двигуна при комбінованому фільтруванні мастила: *а* – комбінована система очищення мастила з ФЕПП і ФЕЧП; *б, в* – системи очищення з комбінованими фільтрами; *г, д* – системи з ФЕППК і ФЕК 1 – мастильний насос; 2 – ФЕПП; 3 – ФЕЧП; 4 – головна магістраль; 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 фільтрування, які відповідно замикаються на основний і байпасний контури циркуляції мастила в системі змащення дизеля. У варіанті *б* частково поточковий 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 її 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 потоковою 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-поточного та комбінованого фільтрування мастила у дизелі надану у вигляді таблиці 1.

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

Показник	Повно-потокowe фільтрування	Комбіноване фільтрування
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
Термін служби ФЕ, тис. год. повно-потокowych частково-потокowych	0,83±0,22 —	1,32±0,15 0,76±0,1
Швидкість зношування		
Поршнєві 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 потоковий 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. Кича Г.П., Перминов А.В., Надежкин А.В. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях. – Владивосток : Мор. гос. ун-т. – 2011. – 372 с.
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.; Kućera, 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>

Забезпечення контролю робочого процесу дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту

Постановка проблеми в загальному вигляді. Однією з важливих передумов забезпечення технічної безпеки судноплавства є моніторинг параметрів судових дизелів (головних та допоміжних) у процесі їх експлуатації. Інформація про поточні значення параметрів робочого процесу судових дизелів під час експлуатації дозволяє обслуговуючому персоналу підтримувати нормальний технічний стан дизелів та запобігати виникненню аварійних ситуацій. На судах морського та внутрішнього водного транспорту, що на даний час знаходяться в експлуатації, моніторинг параметрів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) 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 судовим механікам підтримувати необхідний технічний стан дизеля [1].

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 турбокомп-

ресора, 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 Mesom 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 МС з розподільним валом (кількість яких на сучасних судах ще більш ніж

- CoCoS-EDS (Computer Controlled Surveillance-Engine Diagnostics System) – що призначена для дизелів МЕ з електронним керуванням фазами паливоподачі та газорозподілу [4].

Engine Control Room

Personal Computer with PMI System Application Software

Converter Box

Junction Box

Power Supply

PMI Controller

Pressure Transducer

LED Indicator

Intermediate or Frequency Divider Box

Crankshaft Angle Encoder or Position Pickup

Two-Stroke Diesel Engine

Рис. 1. Елементи системи діагностування РМІ

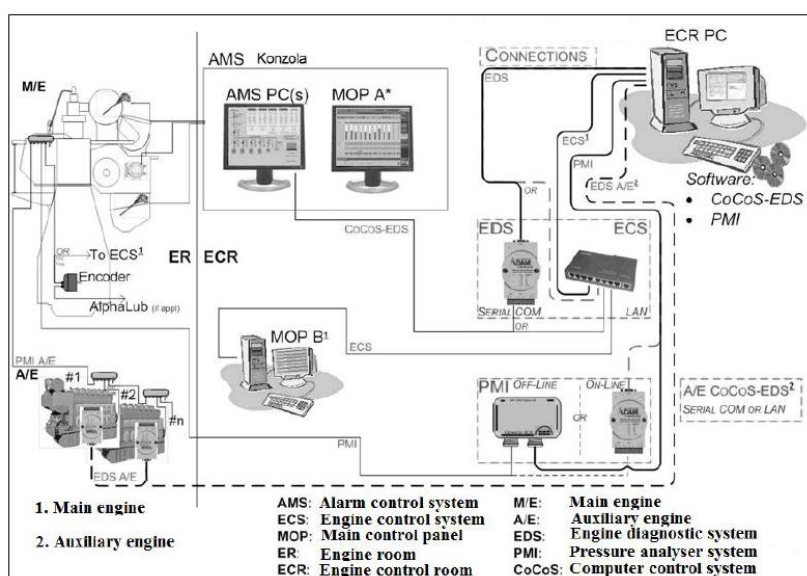


Рис. 2. Елементи системи діагностування CoCoS-EDS

- EDS (Engine Diagnostics System) – система діагностики головного двигеля;

- 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.

Призначення системи Co-Co-EDS полягає в поліпшенні ефективності роботи головного дизеля і підвищенні його надійності. Це досягається наступними можливостями програми:

- контролем і реєстрацією параметрів головного дизеля;
- побудовою графіків і характеристик;
- побудовою тренда.

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

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

Можливість даної функції системи своєчасного виявлення несправностей в роботі енергетичної установки сприяє проведенню своєчасного технічного обслуговування та зниженню експлуатаційних витрат. Діагностика ґрунтується на даних, отриманих від системи контролю, а також спеціальних датчиків, за допомогою яких визначається технічний стан без розбирання. Основна перевага системи діагностики полягає в тому, що вона не тільки визначає несправності, але і дає рекомендації по їх усуненню. Вся інформація надається відповідно до інструкції по обслуговуванню дизелів MAN-B&W. На основі наведеної інформації може бути побудований алгоритм роботи системи Co-Co-EDS, представлений на рис. 3.

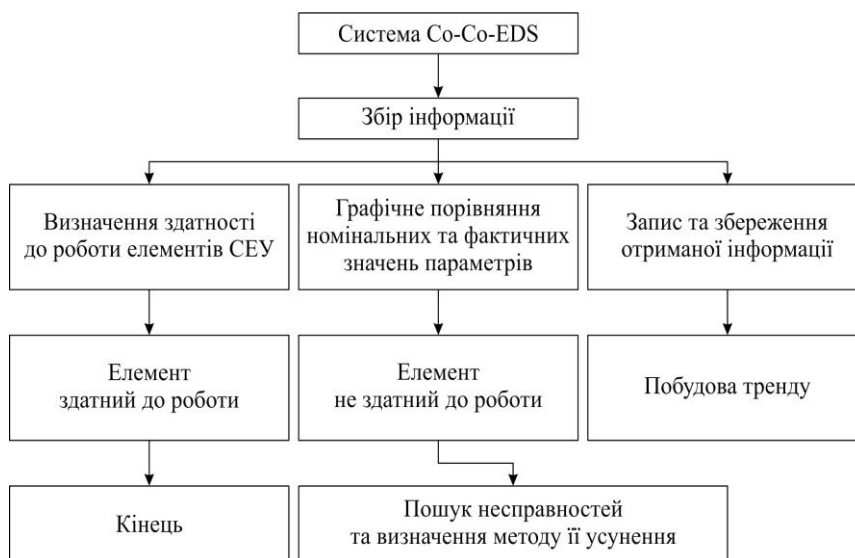


Рис. 3. Блок схема алгоритму системи діагностики Co-Co-EDS

Програма Co-Co-EDS має також кілька сервісних функцій для зручності оператора:

- під час використання меню можна отримати візуальне зображення

схем енергетичної установки, турбокомпресора та охолоджувача повітря з індикацією всіх поточних параметрів безпосередньо в місцях їх вимірювання; існує вбудована система допомоги для оператора з доступним інтерфейсом;

- є можливість змінювати вид інформаційних вікон, тобто розташовувати їх горизонтально, вертикально, каскадом;
- всі опції меню дублюються спеціальними кнопками зі значками, що ілюструють їхнє призначення;
- будь-який графік чи рисунок може бути збільшений без зміни його візуальної якості;
- вся інформація може бути надрукована на принтері.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Система Co-CoS є однією з сучасних систем діагностування перебігу робочого циклу суднового дизеля та забезпечення його технічного обслуговування.

Саме ця система рекомендована для використання та застосування на морських суднах з метою підвищення ефективності функціонування систем діагностики і контролю робочого процесу суднового дизеля та подання візуальної інформації.

ПЕРЕЛІК 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.

Підвищення якості очищення суднових палив підвищеної густини

Постановка проблеми в загальному вигляді. В останні роки на судах морського та внутрішнього водного транспорту для забезпечення роботи суднових дизелів все ширше застосовуються палива з підвищеною густиною (до 920...950 кг/м³) та високою в'язкістю (до 380 сСт при 40°C), що мають більш низьку вартість. Згідно з вимогами таких провідних фірм, що будують дизелі, як Wartsila-Sulzer, MAN-B&W суднові дизелі повинні надійно експлуатуватися на всіх режимах (в тому числі на пускових і перехідних) при використанні палив з в'язкістю до 380 мм²/с [1].

При роботі суднових 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. 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 сформулювалася в результаті аналізу впливу домішок, що знаходяться в паливі, на показники роботи дизеля і тих методів і засобів підготовки палива, якими володіє більшість СЕУ [2, 3].

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, та-

кими, 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 [4].

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. Схема системи сепарації палива надана на рис. 1.

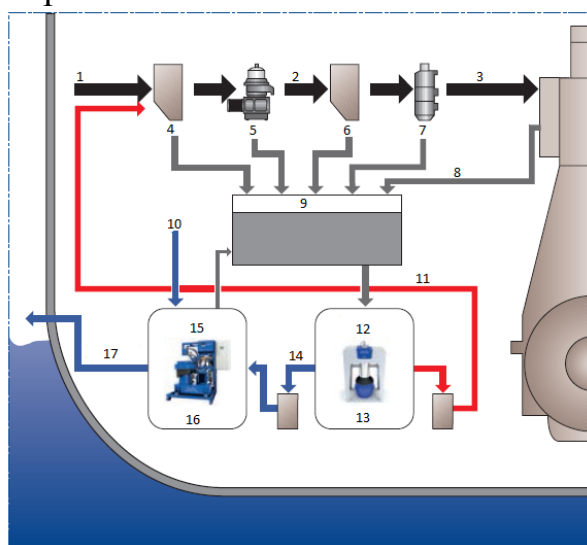


Рис. 1. Система Альфа Лаваль PureDry:
1 – паливо з бункерного танка; 2 – система обробки палива; 3 – паливо в дизельний двигун; 4 – відстійник; 5 – сепаратор; 6 – видаткова цистерна; 7 – паливний фільтр; 8 – витоки двигуна; 9 – бак з відходами палива; 10 – водостік лляльних вод; 11 – відновлене паливо; 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 CO_2 , 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.

Підвищення надійності роботи системи забезпечується встановленням схеми контролю і моніторингу експлуатаційних характеристик сепаратора палива. Структурні блок схеми системи надані на рис. 2 [5, 6].

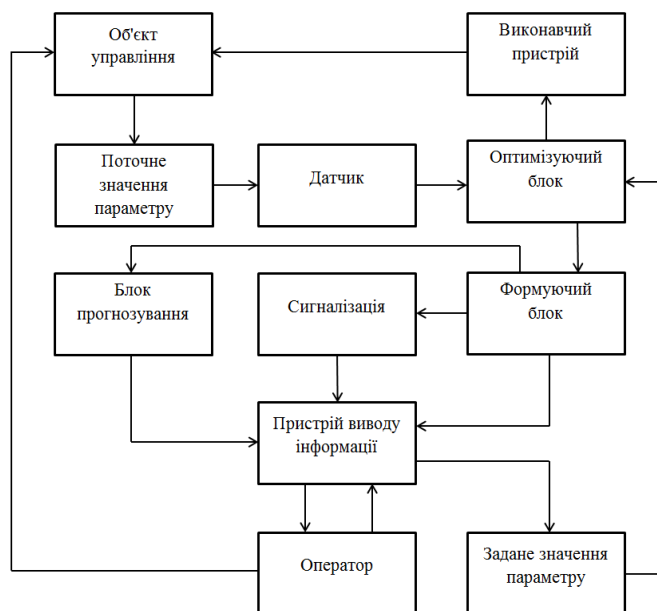


Рис. 2. Структурна схема контролю і моніторингу експлуатаційних характеристик сепаратора палива

Поточне значення параметру фіксує датчик, який посилає дискретний сигнал в оптимізуєчий блок.

Датчики, виконані на основі електронної техніки. Окремо взятий датчик може бути призначений для вимірювання (контролю) і перетворення однієї фізичної величини або одночасно декількох фізичних величин [7].

До складу датчика входять чутливі і перетворювальні елементи.

Оптимізуєчий блок реалізує вибір оптимальних режимів роботи відповідних об'єктів. Він

вводиться за умови економічної та технічної доцільності такого рішення. При цьому вироблення критеріїв оптимізації здійснюється на більш високих ієрархічних рівнях за межами цього модуля. Оптимізуєчий блок порівнює задане значення з отриманим і впливає на об'єкт управління через виконавчий пристрій, водночас він передає інформацію в формуючий блок. Якщо виконавчий пристрій несправний оператор самостійно може впливати на об'єкт управління [5, 8].

Формуючий блок призначений для виконання процедур моделювання багато параметричних складних об'єктів з отриманням еталонних моделей та їх подальшою адаптацією до об'єкта, стан якого змінюється. В результаті виконання процедур адаптації в цьому модулі постійно підтримуються поточні моделі. В якості поточної моделі виступає поточні значення параметрів, а в

якості еталонної моделі задані значення. Формуючий блок будує графічні характеристики параметрів, якщо графік виходить за максимальне чи мінімальне задане значення параметру формуючий блок посиляє дискретний сигнал в блок сигналізація і в блок прогнозування.

Блок сигналізація активує тривогу і посиляє дискретний сигнал на пристрій виводу інформації.

Блок прогнозування фіксує проблему і повідомить оператора про шляхи вирішення цієї проблеми через пристрій виводу інформації.

Діагностичний модуль складається з формуючого і прогнозуючого блоків і здійснює процедури діагностування технічного стану контролюваного об'єкта на основі використання інформації, одержуваної від, блоку оптимізації.

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 задачею на берегові станції залишків нафтопродуктів ціле подібно використовувати подвійну сепарацію палива;

6) для підвищення ефективності процесу сепарації палива в сучасних сепараційних установках використовуються модульні блоки мікропроцесорного управління, які:

- забезпечують безпечну та надійну роботу сепаратора;
- полегшують експлуатацію сепаратора;
- подовжують термін експлуатації системи сепарації;
- швидко виявляють неполадки сепаратора.

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.

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

Оптимізація експлуатаційних показників систем мащення суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Пускові режими є найбільш відповідальними для будь-яких типів двигунів, в тому числі і суднових середньо-обертових дизелів (СОД). Підвищення їх надійності може бути досягнуто за рахунок вдосконалення функціонування циркуляційної мастильної системи 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 фіксованого кроку, 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 в буксируванні [1]. Все це ще раз підтверджує необхідність повної готовності комплексу ГД – ГКР до роботи при виході 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 живучо-

сті, 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. 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-обертових двотактних дизелів.

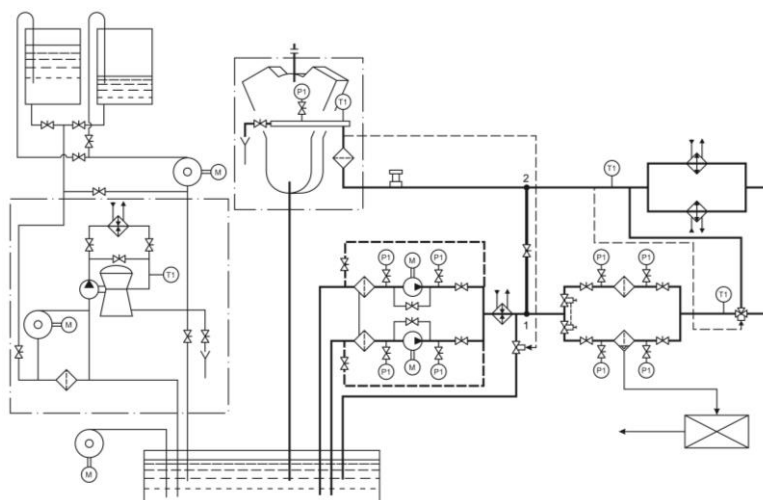


Рис. 1. Схема мастильної системи суднового дизеля Hanshin 6LF58

При режимах 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 «відсіченій зоні» системи. Однак, з огляду на відносну нетривалість даних умов роботи, а також переважаче 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 напіврідинного або граничного тертя в його контактуємих елементах. Для судових 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 судового 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 судового 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 [5].

Для підтвердження цього припущення була проведена наступна серія експериментів.

Змазування деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) судових чотиритактних ДВЗ відбувається розбризкуванням, а подача мастила до підшипників колінчастого вала здійснюється навішеним мастильним насосом, з чого випливає, що навіть при знаходженні дизеля в положенні «stand-bay» до пари колінчастий вал-вкладиш підшипника не здійснюється подача мастильно-

го матеріалу. Пуск дизеля проводився стисненням повітрям з автоматичним переключенням на роботу на паливі при досягненні необхідної частоти обертання. Як контрольовані параметри визначалися: тиск мастила в системі змащення колінчастого вала, частота обертання колінчастого вала, середній індикаторний тиск. Слід зазначити, що тиск мастила в системі є одним з параметрів, за яким спрацьовує захист дизеля. Якщо протягом 8 секунд тиск в системі не досягає мінімально допустимої величини ($3,6 \text{ кг/см}^2$), пуск дизеля припиняється навіть при досягненні необхідного числа обертів колінчастого вала. У разі експерименту на дизелі з модернізованою мастильною системою, тиск мастила знаходився в межах $6...7 \text{ кг/см}^2$. Мастильний трубопровід, по якому мастило додатково подавалося до дизелю, був забезпечений електромагнітним відсічним клапаном і при досягненні дизелем мінімально стійкої частоти обертання (і відповідно введенням в дію навішеного мастильного насоса) здійснювалось його автоматичне закриття.

Результати проведених експериментів показані на рис. 2, а, б, в, де представлені залежності тиску в системі мащення колінчастого вала, індикаторного тиску в циліндрі дизеля і частоти обертання вала в функції від часу [4].

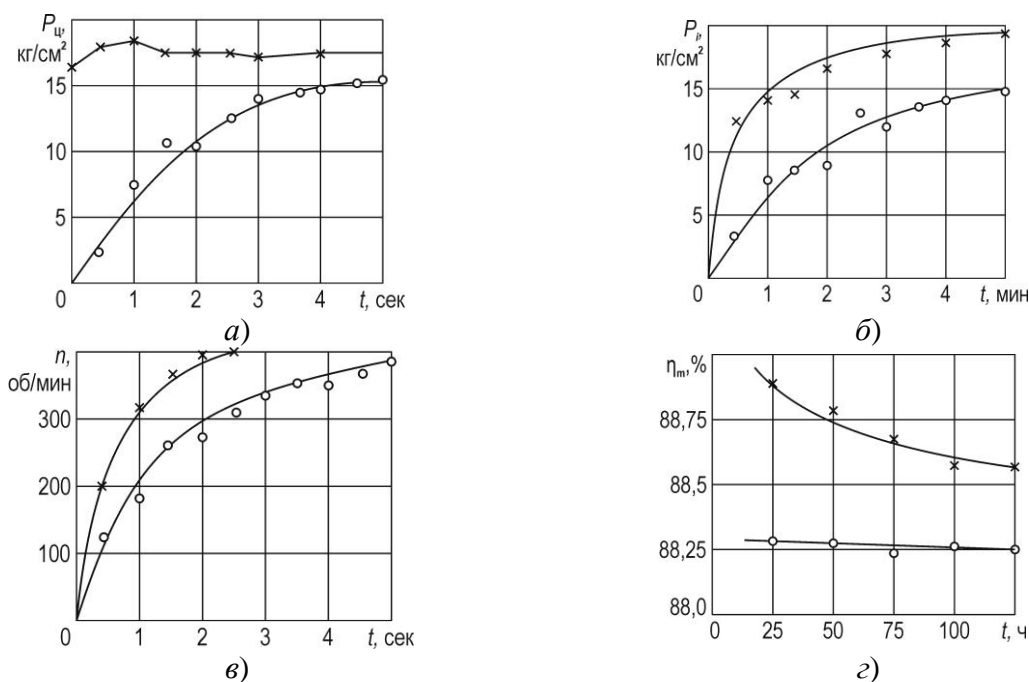


Рис. 2. Зміни в пусковий період роботи дизеля Hanshin 6LF58:

а – тиску мастила в системі циркуляційного мащення p_o ; б – середнього індикаторного тиску p_i ; в – частоти обертання колінчастого вала n ; г – зміна механічного ККД під час експлуатації

○ – штатна циркуляційна масляна система;

× – модернізована циркуляційна масляна система

Крім того, на даному дизелі методом постійної витрати палива виконувалось визначення механічного коефіцієнту корисної дії η_m (рис. 2, г). Тривалість проведення цього експерименту вибиралася відповідно до часу спрацьовування поверхнево активних речовин присадки, яка додається у мастило.

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*).

Залежність $\eta_m=f(t)$ підтверджують зниження механічних втрат в дизелі при використанні мастил з кращими реологічними характеристиками.

Отримані результати можуть бути з достатньою достовірністю перенесені на випадок екстреного пуску суднового СОД, що використовується в 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 судових 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., Кривий М. О. Розрахунок контактного тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів // Автоматизація судових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 84 - 92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92.

5. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка судових дизелів під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація судових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108 - 119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

Удосконалення процесу підготовки суднових важких палив

Постановка проблеми в загальному вигляді. Робота суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) забезпечується різними системами, самої енергоозброєною, 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 розробці варіанту перекомплектації модульної схеми паливної системи судового 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 судового 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.

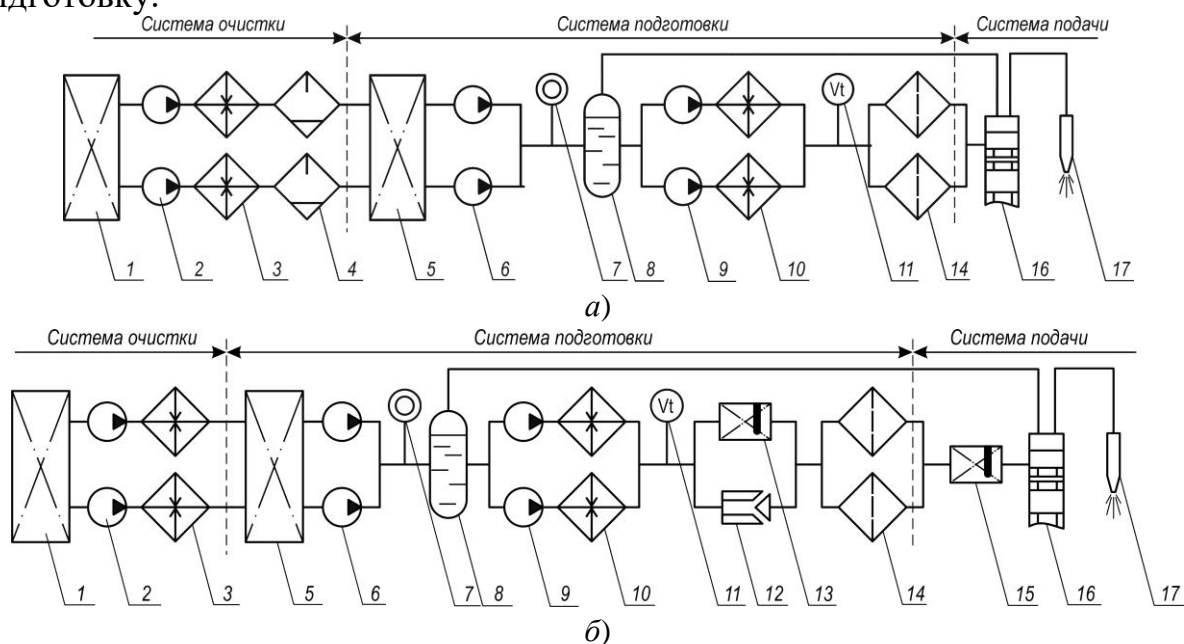


Рис. 1. Модульна схема побудови паливної системи суднового дизеля:
а) стандартна; б) при використанні ультразвукової обробки і гідродинамічної активації палива:

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

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 пере комплектації 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.

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.

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.

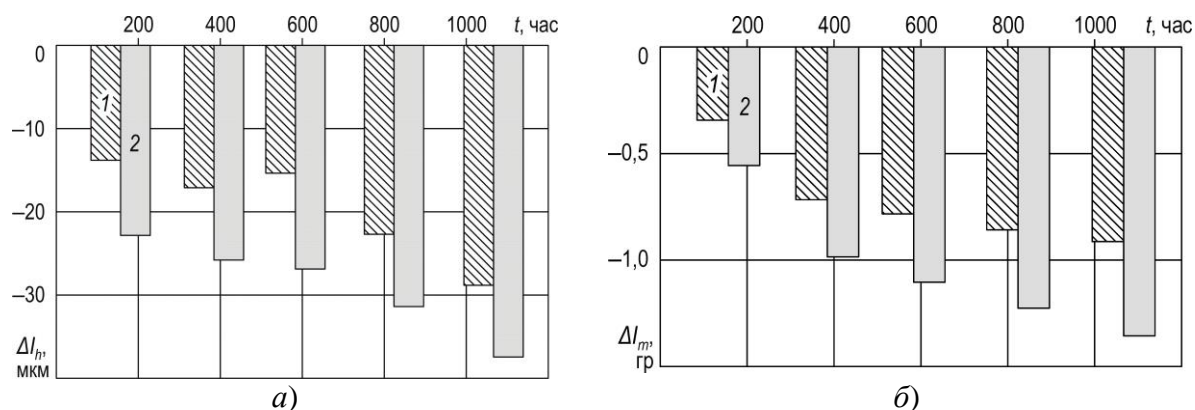


Рис. 2. Зниження корозійного зносу циліндрових втулок (а) та поршневих кілець (б) суднового дизеля S6A2 «Mitsubishi» за різних умов експлуатації: 1 – використання в системі підготовки палива ультразвукового кавітатору; 2 – використання ультразвукового кавітатору і додаткової подачі повітря в зону кавітації

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.

ПЕРЕЛІК 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 паливопідготовки // 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)). – Р. 26-32. doi: <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. – Р. 59-62.
7. Солодовніков В. Г. Використання ультразвукової обробки в модульних схемах побудови суднових систем паливопідготовки / 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>.

Підвищення якості очищення суднових 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 річкового і морського транспорту) є очищення важкого палив [2].

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 [3, 4]. 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, але виростання подібних додаткових методів очищення палива, не завжди можливо в судновій енергетиці [5, 6].

Постановка завдання. Під час експлуатації ДВЗ річкових та морських суден усе більше застосування знаходять порівняно дешеві залишкові сорти палива, у склад яких входять не лише «корисні» елементи водовод Н та вуглець (згоряння яких забезпечують виділення теплоти), але й «паливний баласт», по-перше зола та коксові залишки, згоряння яких перебігає без виділення теплоти, а також механічні домішки, у загальний 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 електричною провідністю. Саме тому існують методи, що спрямовані на вилучення цих домішок зі складу палива шляхом накладення на нього додаткових електричних полів [7]. Тому 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 річкового та морського транспорту.

Виклад основного матеріалу дослідження. Електричні методи очищення палив відносяться до порівняно нового наукового напрямку – електрогідродинаміки, що вивчає питання взаємодії електричного і гідродинамічного полів у різних багатофазних системах (рідинах, емульсіях, суспензіях і ін.). однак багато вихідних положень електрогідродинаміки поки ще цілком не розроблені й у достатньому ступені не відбивають фізичні процеси 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 і закордонної літератури по даному питанню, жодна з робіт не містить повних теоретичних і практичних рекомендацій для очищення судових палив за допомогою електричного поля. У теж час методи очищення судових палив за допомогою електричного поля (сепарація і фільтрація у електричному полі) не вимагають високих теоретичних знань від обслуговуючого персоналу, досить прості і надійні [8].

Вуглеводні палива є типовими діелектриками, однак частки забруднень у них 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, і напруженість проббою $E_{пр}$, В/см.

Суднові палива містять у своєму складі дистилатні і 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 $\varepsilon \approx (1,9 \dots 0,2)\varepsilon_0$ і ароматичні вуглеводні з $\varepsilon \approx (2,4 \dots 0,2)\varepsilon_0$, де ε_0 , Ф/м, – діелектрична проникність повітря. На верхній границі неполярних елементів знаходяться й асфальтени з $\varepsilon \approx (3 \dots 4)\varepsilon_0$. До структурних елементів палив відносяться механічні домішки, частки карбонів, карбоїдів і глобули води, тобто всієї домішки з діелектричною проникністю $\varepsilon \geq \varepsilon_0$. У результаті молекулярних і полярних взаємодій відзначених вище елементів утворюються водо-паливні та асфальто-смолисті структури палива. Дистилатні палива, як правило, містять незначну кількість неуглеводних домішок, вплив яких на електричні властивості палива незначний. У важких судових паливах асфальто-смолисті домішки істотно змінюють їхні електричні властивості.

Густина і діелектрична проникність судових палив наступні:

- для дистилатного палива – $\rho = 830 \text{ кг/м}^3$, $\varepsilon = 2,204\varepsilon_0$ Ф/м;
- для моторного палива – $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$, $\varepsilon = 2,442\varepsilon_0$ Ф/м;
- для важкого палива – $\rho = 940 \text{ кг/м}^3$, $\varepsilon = 2,579\varepsilon_0$ Ф/м.

Із приведених даних випливає, що діелектрична проникність судових палив не перевищує $3\varepsilon_0$, 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 у режимах сепарації або фільтрації.

У першому випадку вплив на паливо виявляє система електродів, за допомогою яких можуть створюватися однорідні й неоднорідні електричні поля. Вилучення з потоку палива механічних домішок, здійснюється одночасно з роботою сепаратора, що використовує 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 [9, 10].

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

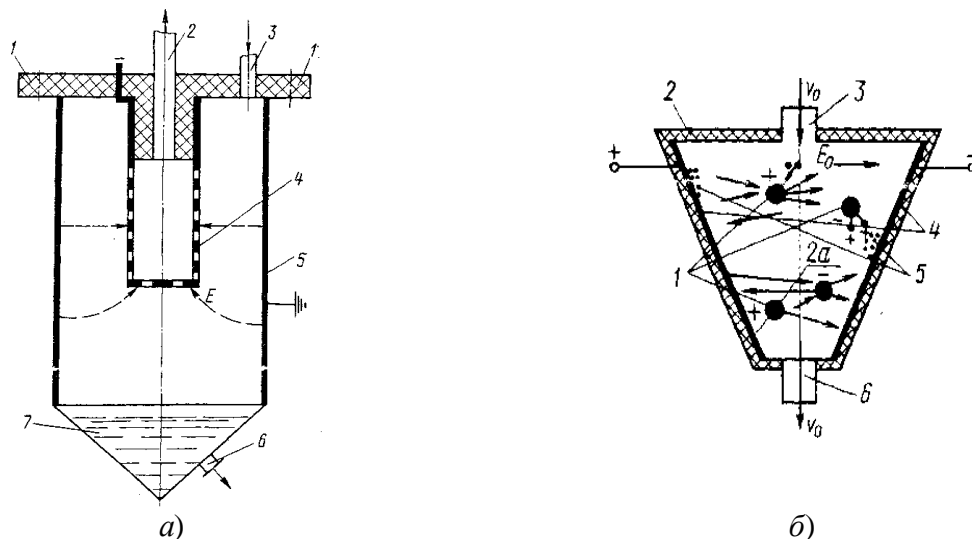


Рис. 1. Принципова схема сепаратора (а), та фільтра (б), які забезпечують очищення палива за допомогою електричних полів

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

1 – допоміжні полістирольні сфери (кульки) з металевим покриттям; 2 – діелектричний корпус; 3 – вхідний патрубок; 4 – робочі електроди; 5 – дрібнодисперсні забруднення; 6 – вихідний патрубок

Висновки і перспективи подальших досліджень. Під час генерації корисної роботи дизелі суден морського та внутрішнього водного 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 [11].

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.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S.V., Solodovnikov V.G. The investigations of the influence of ultrasonic fuel processing on sulfur wear of details in cylinder group of marine diesel engines // European Science and Technology : material of the XVI international

research and practice conference, Munich, March 14th – 15th, 2017 / publishing office Vela Verlag Waldkraiburg – Munich – Germany 2017. – P. 61-74.

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. 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.

6. 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 Journal of Maritime Science & Engineering. 2022, 10, 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>.

7. 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.

8. 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.

9. Кочанов Э. С. Электрические методы очистки и контроля судовых топлив / Э. С. Кочанов. – Л. : Судостроение, 1990. – 216 с.

10. Липантьев Р. Е. Улучшение эксплуатационных свойств дизельных топлив электродуговым способом / Р. Е. Липантьев, В. П. Тутубалина // Проблемы энергетики. – 2011. – № 1-2. – С. 127-131.

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

Підвищення екологічної ефективності суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Зростаюче забруднення атмосфери промисловими і транспортними викидами – одна з найбільш важливих і складних проблем сучасності. Особлива увага при цьому приділяється морському транспорту, шкідливі викиди якого відіграють значну роль як в глобальній проблемі, так і в регіональному і локальному забрудненні повітряного басейну. Постійне зростання кількості суден і потужності їх двигунів призводить до збільшення обсягу палива, що спалюється ними палива, а отже, до великих викидів токсичних компонентів з випускними газами (ВГ).

В даний час вплив морського транспорту на довкілля – одна з найбільш нагальних і актуальних проблем сучасного суспільства. Наслідки цього впливу позначаються не тільки на нинішньому поколінні, а й майбутньому, якщо не брати серйозні заходи по їх контролю, зниженню й усуненню [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 суднових 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, іс-

нуючі 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 емульсії, метанолу та діметилового ефіру, етаноло-паливних емульсій (ЕПЕ), які забезпечують найбільший рівень зниження токсичних компонентів у ВГ [3].

Використання ВПЕ у суднових 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).

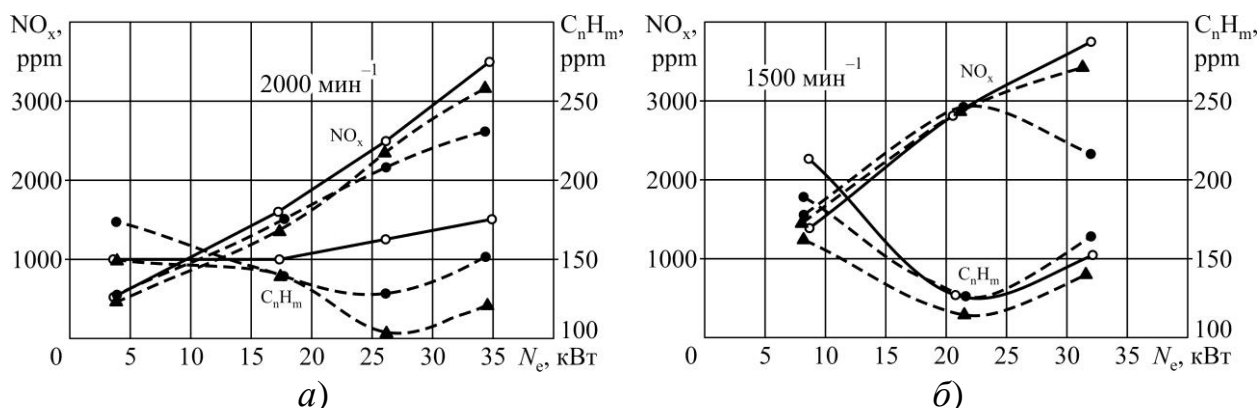


Рис. 1. Зміна концентрації оксидів азоту NO_x і вуглеводнів C_nH_m в залежності від потужності двигуна на різних швидкісних режимах: а) 2000 хв^{-1} ; б) 1500 хв^{-1}

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 судового ДВЗ в залежності від зміни частоти обертання колінчастого валу при роботі на дизельному паливі та при використанні ЕПЕ представлені на рис. 3.

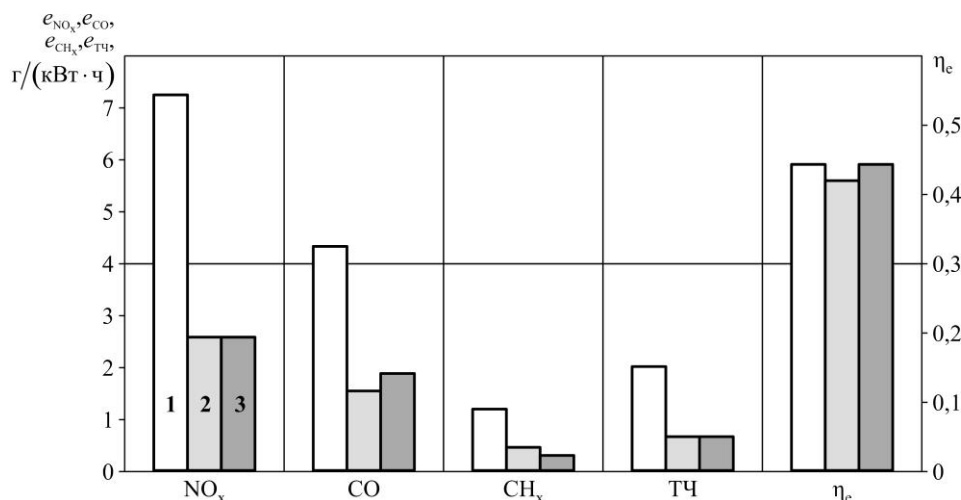


Рис. 2. Питомі масові викиди токсичних компонентів ВГ і ефективний ККД дизеля при роботі на різних видах палива: 1 – ДТ; 2 – метанол; 3 – ДМЕ

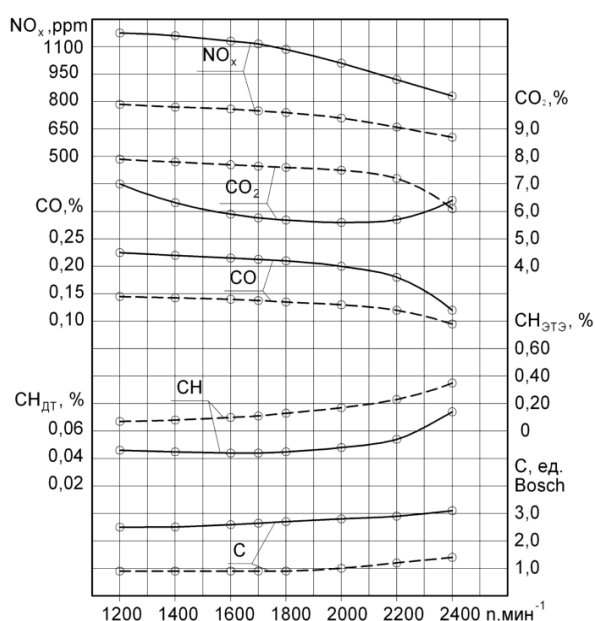


Рис. 3. Вплив застосування ЕПЕ на токсичні показники суднового ДВЗ в залежності від зміни частоти обертання колінчастого вала:

— — дизельне паливо;
 - - - - - ЕПЕ

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 вуглецю, 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.

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

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 [4].

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*; Published by Canadian Center of Science and Education, Vol. 9, № 5. – 2015. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

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. 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.

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.* – June 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

Підвищення ефективності роботи суднових дизелів під час використання присадок до палива

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 якісного очищення палива з одночасною мінімальною витратою енергії на цій процес. Одним зі способів, що забезпечує ці вимоги, є хімічна обробка палива.

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 під-

вищеної 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 фракції 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 індичюванні була отримана індикаторна діаграма, що наведена на рис. 1.

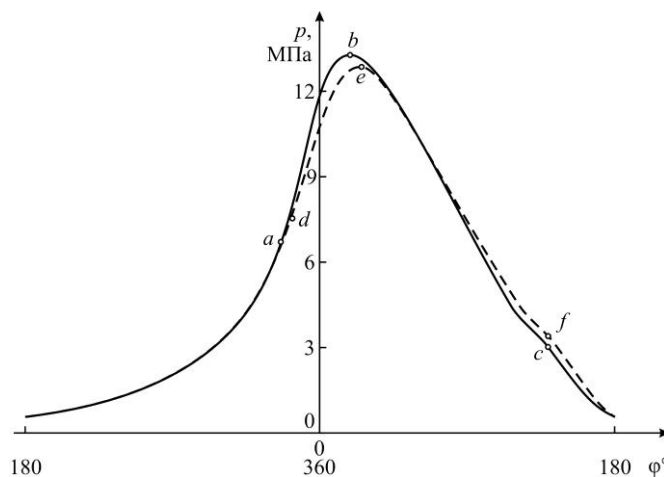


Рис. 1. Результати індичювання суднового дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel:

- — без використання присадки до палива Yunic555D;
- - - - при використанні присадки до палива Yunic555D

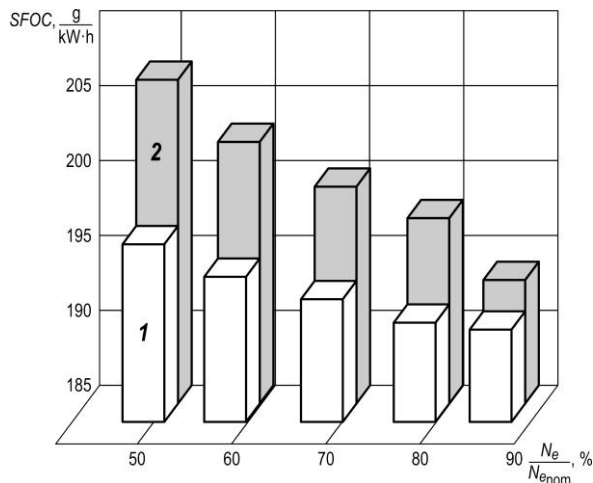


Рис. 2. Залежності питомої витрати палива SFOC дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel від його відносної потужності $N_e/N_{e\text{ном}}$:

- 1 – при використанні присадки до палива Yunic555D;
- 2 – без використання 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).

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].

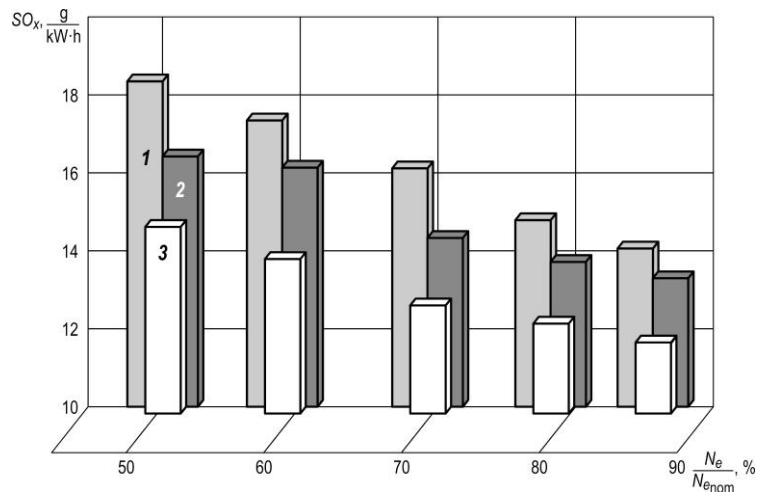


Рис. 3. Зміна концентрації SO_x в випускних газах суднового дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel від його відносної потужності N_e/N_{enom} :

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

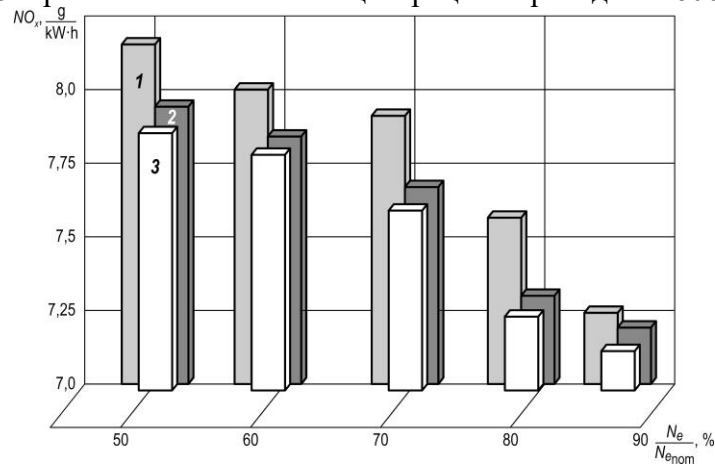


Рис. 4. Зміна концентрації NO_x в випускних газах суднового дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel від його відносної потужності N_e/N_{enom} :

- 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 AnnexIV MARPOL73/78 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.

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.

Підвищення ефективності роботи паливної апаратури суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Підвищення ефективності використання палива та мастил є однією з найважливіших завдань під час експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту. Великий вплив на витрату палива та мастила надає технічний стан дизеля та, в першу чергу, паливної апаратури та деталей циліндропоршневої групи (ЦПГ). Встановлено, що 70...90 % суднових дизелів мають занижену потужність при підвищеній питомій витраті палива через нестабільну роботу паливної апаратури, що призводить до значної перевитрати палива. Під час експлуатації дизелів відбувається знос прецизійних деталей паливних насосів високого тиску (ПНВТ) та форсунки. Зношування цих деталей призводить до збільшення зазорів у поєднанні і як наслідок – до втрати гідравлічної щільності, зниження потужності суднових дизелів і перевитрати палива.

Одним з найбільш перспективних шляхів підвищення ефективності використання палива та мастил є збільшення зносостійкості поверхонь тертя деталей двигунів. Зносостійкість трибосполучення визначається фізичними параметрами процесу та механічними властивостями матеріалів. Так як на фізичні параметри процесу зношування немає можливості суттєво впливати, керувати цим процесом можна шляхом отримання оптимальних параметрів фізико-механічних властивостей і топографії поверхонь тертя. В даний час радикальне підвищення зносостійкості вузлів тертя машин, механізмів та обладнання може бути вирішене шляхом формування зносостійкого органічного покриття [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В сучасних суднових двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ тиск), що створюється ПНВТ, досягає 180...200 МПа, що можливо забезпечити при високій якості прецизійної пари втулка-плунжер. В таких умовах трибологічна система плунжер-паливо-втулка працює в режимі граничного тертя, а паливо, що входить до складу цієї системи, виконує функції мастильного матеріалу. У дослідженнях, виконаних в [2], зазначалося, що судові палива, які характеризуються більш високою мастильною здатністю, забезпечують менші втрати енергії на подолання сил тертя, що для паливної апаратури високого тиску відповідає підтримці необхідного значення циклової подачі палива. Як метод підвищення пружно-демпфуючих властивостей палива пропонувалося використання регулярного мікрорельєфу на поверхні плунжерів ПНВТ [3], проте для цього потрібно не тільки проведення додаткових розрахунків, а й спеціальна апаратура, а також стаціонарні умови виконання технологічних операцій зі зміни профілю плунжерів.

Постановка завдання. З огляду на викладене, метою дослідження було визначення способу обробки контактуючих поверхонь паливної апаратури

високого тиску суднових 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. При граничному терті (або граничному змащенні) 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 [4]. У разі, коли граничний шар утворюється паливом на поверхні плунжера ПНВТ, даний варіант неприйнятний, оскільки при будь-якій 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. При використанні ПАР в циркуляційних системах змащування їх функціональні властивості використовуються тривалий період часу і можуть відновлюватися в процесі експлуатації. ПАР, які додані в паливо, згорають в циліндрі. Тому для палив використовуються ПАР, що активують процес згоряння, а застосування ПАР, що сприяють збільшенню товщини граничного шару палива, який 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 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 кордоні «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 і його несуча здатність.

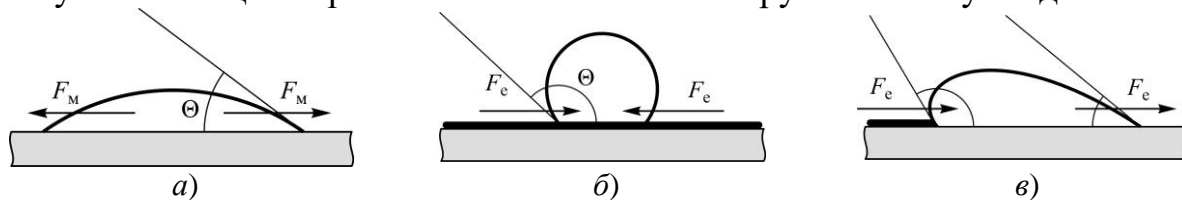


Рис. 1. Крайовий кут змочування і напрямок вектора сили поверхневого натягу рідини: *а* – шар палива на поверхні металу; *б* – шар палива на поверхні епіламу; *в* – шар палива на межі метал-епілам; θ – крайовий кут змочування; F_M , F_e – сили поверхневого натягу на металі і епіламі, відповідно

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 при впровадженні 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 і економічності роботи дизелів [5].

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

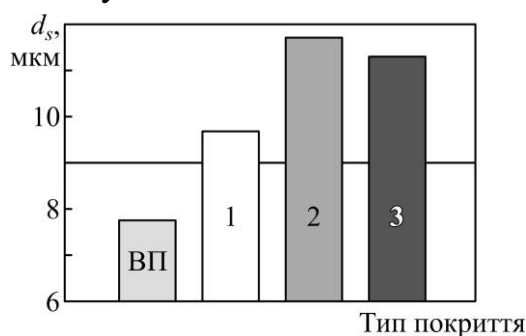


Рис. 2. Зміна товщини граничного шару палива при нанесенні епіламів на металеву поверхню: ВП – відсутність покриття (безпосередня товщина граничного шару важкого палива); 1 – Polisam-05; 2 – Polisam-20МСК; 3 – Akwaline

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.

Як впливає 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 покрити шаром епіламу, а також тих, що знаходяться в звичайному стані. Дослідження виконувалися на судновому 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-20МСК (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.

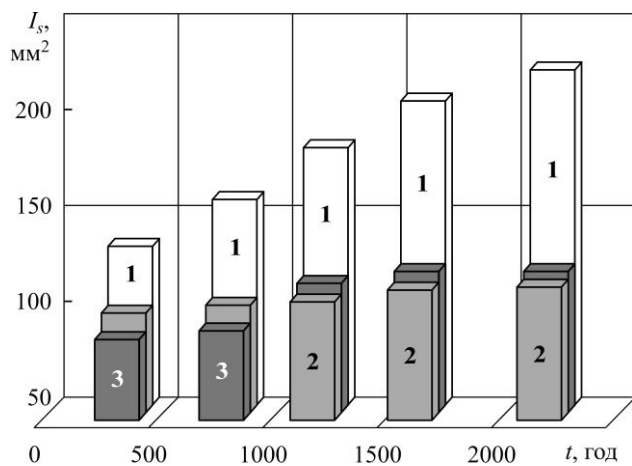


Рис. 3. Залежність зносу I_s плунжерів ПНВТ від часу роботи t суднового дизеля 6L18 MAN-Diesel:

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. 6, 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 розклинюючого 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 суднах, підвищує енергетичну ефективність трибологічних систем ДВЗ і може враховуватися при розробці методики визначення параметрів СЕУ [6].

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 суднових 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. 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.

4. Алтоиз Б.А., Кириян С.В., Шатагина Е.А. Влияние жидкокристаллической присадки на структурные характеристики приповерхностных ориентационно-упорядоченных слоев вазелинового масла // Инженерно-физический журнал. – 2013. – Т. 86. – № 2. – С. 371-374.

5. Заблоцкий Ю. В. Исследование влияния органических покрытий на работу элементов топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей // Судові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 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>.

Реалізація вимог програми globalast під час експлуатації морських суден

Постановка проблеми в загальному вигляді. Технологія перевезення вантажів морським транспортом передбачає наявність на борті судна певної кількості заборотної води, яка необхідна для того, щоб при відсутності на борті вантажу, забезпечити остійність судна і його осадку, а також достатнє заглиблення гвинта й керма судна, необхідне для ефективного їхнього використання. У такий спосіб досягається забезпечення керованості судна і його безпеки [1].

У забортній воді, що потрапляє до баластних танків морських суден, знаходяться різні живі істоти – від бактерій і дрібних водоростей до молюсків, медуз і навіть невеликих риб, тобто все, що може проникнути на судно через забірники баластної води й насосну систему. Крім того, у забортній воді, використовуваної як баласт, можуть утримуватися шкідливі для людини або природного середовища водні організми. Ці живі істоти попадають на борт судна в порту вивантаження, подорожують разом із судном на багато тисяч морських миль і скидаються за борт у порту навантаження. Як правило, такі організми зберігають здатність до життєдіяльності навіть після тривалих морських переходів. Скидання баласту, що містить чужорідні для даного району організми, може завдати шкоди рибальству, місцевим коралам, аквакультурним фермам і іншим сферам діяльності, і навіть стати причиною виникнення інфекцій. Слід зазначити, що шкідливими можуть бути в даних обставинах не тільки збудники інфекцій або, наприклад, хижі риби, але й цілком мирні у своєму нормальному середовищі проживання істоти. Схема переміщення живих організмів з баластними водами суден морського транспорту показана на рис. 1.

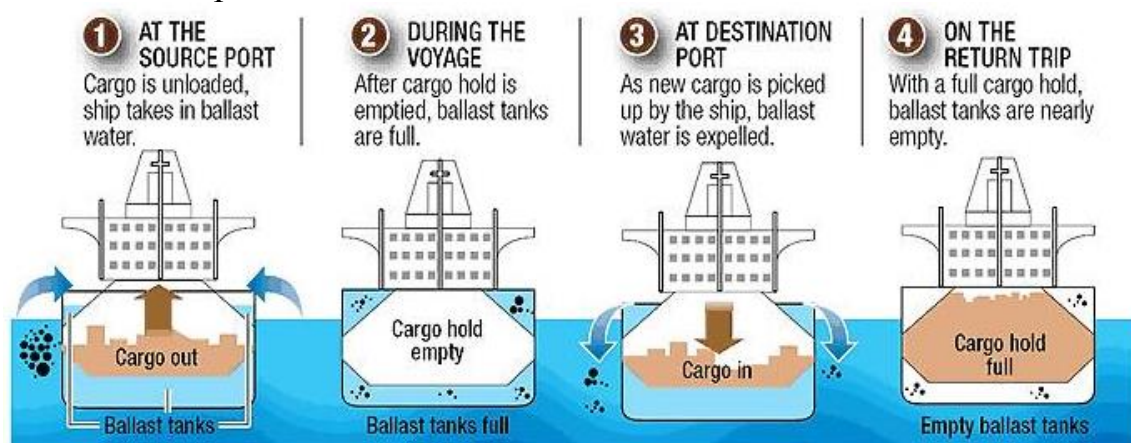


Рис. 1. Схема переміщення живих організмів з баластними водами суден морського транспорту

Таким чином, впровадження технологій, що попереджують зараження прибережних вод баластною 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 Programmer – 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.

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:

- він повинен бути безпечним;
- він не повинен завдавати шкоди навколишньому середовищу;

- він повинен бути економічним;
- він повинен бути ефективним.

Одним з варіантів використання цієї системи є озонування баластної води. Озон – природний газ, який формується в атмосфері, коли вільний атом кисню (O) приєднується до молекули кисню (O₂). Ці реакції вимагають більших витрат енергії (такого як розряд блискавки). Як тільки джерело енергії вилучене, озон (O₃) негайно розкладає. Хоча в озону надзвичайно коротка тривалість життя, це один з найдужчих окиснювачів, який надзвичайно швидко й ефективно нейтралізує ендотоксини вірусів, бактерій і грибів [4].

Схема використання озону для насичення баластової води реалізована в системі NK-O₃, принцип роботи й основні елементи якої показано на рис. 2.

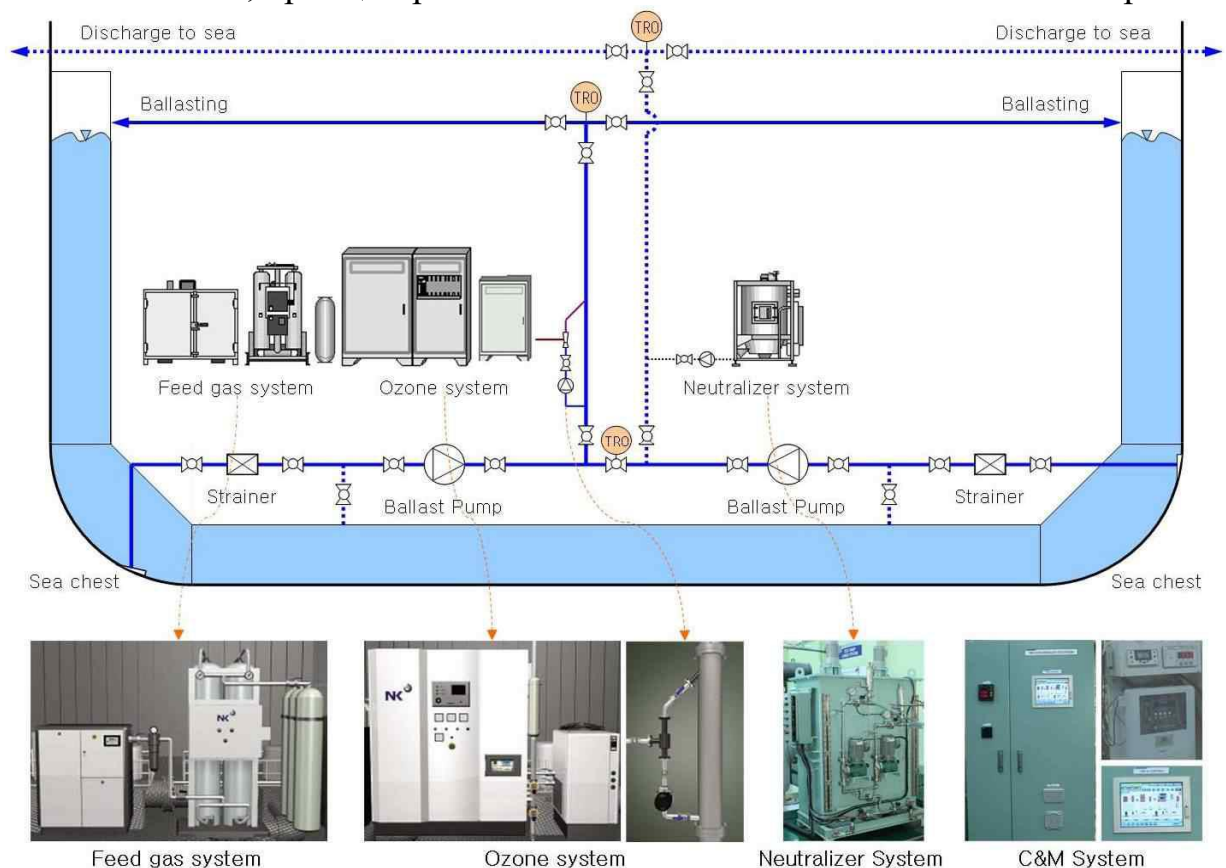


Рис. 2. Принципова схема системи NK-O₃

У системі NK-O₃ судновий генератор озону забирає азот з атмосферного повітря, а концентрований кисень подається через високочастотну область із високою напругою, що приводить до утвору озону. Утворений електричним розрядом озон уводиться в прийнятий водяний баласт, щоб окислити й нейтралізувати кожної шкідливі мікроорганізми. Великий відсоток бактерій і вірусів убивається прямим контактом з озоном, залишок нейтралізується бромноватисто кислими з'єднаннями, що утворюються в результаті реакції озону з хімічними елементами, що втримуються в морській воді. Ці з'єднання й озон є високоефективними дезінфікуючими засобами, а швидкий розпад цих елементів не наносить збитку навколишнього середовища [5].

Система НК-ОЗ розроблена для введення озону густиною 2,5 мг/л у баластові води, пропорційно продуктивності баластних насосів.

Система складається із чотирьох інтегрованих модулів: газова система; озонова система; нейтралізатор; система контролю й керування.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Однією з 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. Однією з технологій, що забезпечує виконання вимог програми Globallast, є суднова система НК-ОЗ, яка виробляє озон та у подальшому використовує його для обробки баластної води.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.

2. 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>

3. Горбов В. М. Анализ технико-экономических показателей при выборе систем обработки балласта / В. М. Горбов, В. С. Митенкова // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. Сер. Морський та річковий транспорт. – 2014. – № 2 (11). – С. 28-38.

4. 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.

5. 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. – Pp. 1–8. DOI: 10.1080/20464177.2015.1022379.

Підвищення екологічності роботи судових малообертових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Суднові малообертові дизелі (МОД) є одними з розповсюджених типів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Основним призначенням цих дизелів є забезпечення руху судна, тобто виконання функцій головного двигуна. Світові концерні, що виробляють МОД, постачають на судна морського та внутрішнього водного транспорту дизелі з різними конструкційними характеристиками та широким діапазоном потужності. Наприклад, європейський виробник MAN Diesel & Turbo випускає МОД з діаметром циліндра 0,26...0,98 м, кількістю циліндрів 5...14, циліндрової потужністю 400...4700 кВт/цил та агрегатною потужністю 2000...90000 кВт.

Отримання корисної роботи в циліндрі дизеля та її подальше перетворення на забезпечення обертання колінчатого вала та гвинта не можливо без використання рідкого палива, до складу якого входять з'єднання сірки, азоту, ванадію, органічні кислоти та інші домішки. Під час згоряння палива в процесі перебігу кінетичних реакції під дією високих температур утворюється нові хімічні компоненти. Частина цих компонентів (насамперед окисли азоту NO_x , сірки SO_x та вуглецю CO) є токсичними речовинами, які разом з випускними газами потрапляють в атмосферу та здійснюють негативний вплив на довкілля.

Забезпечення екологічних показників роботи судових МОД за викидами оксидів азоту NO_x є актуальним науково-прикладним завданням/

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Основним міжнародним конвенційним документом, що регламентує викиди забруднюючих речовин судовими енергетичними установками, є Міжнародна конвенція щодо запобігання забруднення з суден МАРПОЛ 73/78 (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, MARPOL 73/78). Конвенція передбачає комплекс заходів щодо запобігання експлуатаційному та аварійному забруднюванню моря з суден нафтою; рідкими речовинами, що перевозяться наливом; шкідливими речовинами, що перевозяться в упаковці; стічними водами; сміттям; а також забруднення повітряного середовища із суден. Додатком VI цієї Конвенції «Правила запобігання забруднення повітряного середовища з суден», прийнятим у 1998 році та набравши чинності у травні 2005 року, для морських суден нормуються викиди оксидів азоту, оксидів сірки та викиди речовин, що руйнують озоновий шар.

Вихідними речовинами для утворення оксидів азоту в процесі згоряння рідкого або газоподібного палива в циліндрах судових дизелів є азот і кисень. У сукупності ці сполуки становлять 99% повітря, що надходить у дизель. Кисень витрачається в процесі згоряння, причому кількість наявного

надлишкового кисню залежить від відношення повітря / паливо, при якому працює двигун. У процесі згоряння азот переважно не входить у реакцію, проте його невелика відсоткова частка окислюється, утворюючи різні оксиди азоту. Окиси азоту NO_x , які можуть утворюватися, включають оксид азоту NO і діоксид азоту NO_2 , а їх кількість залежить головним чином від температури згоряння та кількості органічного азоту, що міститься в паливі, якщо він в ньому присутній. Утворення NO_x також залежить від часу, протягом якого азот та надлишковий кисень піддаються впливу високих температур, пов'язаних із процесом згоряння у дизелі. Іншими словами, чим вища температура згоряння (наприклад, високий піковий тиск, високий ступінь стиснення, висока швидкість подачі палива і т.і.), тим більше кількість NO_x , що утворюються. Звідси випливає, що оптимізацією процесу згоряння палива і розподілу температури газів в циліндрах дизеля можна суттєво вплинути на концентрацію оксидів азоту, що утворюються.

Загалом МОД має тенденцію до утворення більшої кількості NO_x , ніж високооборотний. Оксиди азоту негативно впливають на довкілля, викликаючи підкислення, утворення тропосферного озону і сприяють негативному впливу на здоров'я людини в глобальному масштабі.

Для контролю за вмістом оксидів азоту NO_x у випускних газах суднових дизелів Резолюція конференції Комітету із захисту морського середовища ІМО МЕРС.184(59) «Керівництво по системах очищення відпрацьованих газів, 2009 року» встановило обов'язковим Технічний Кодекс контролю за їх викидами в атмосферу. Метою Кодексу є встановлення обов'язкових процедур випробувань, огляду суднових дизельних двигунів та оформлення для них свідоцтв, які нададуть можливість виробникам двигунів, судновласникам та Адміністрації забезпечувати, щоб граничні значення викидів відповідали величині NO_x , встановленому у Правилу 13 «Окисли азоту NO_x Додатку VI МАРПОЛ 73/78».

Постановка завдання. В даний час актуальним є завдання пошуку шляхів поліпшення екологічних параметрів суднових дизелів, в тому числі малооборотних.

Виклад основного матеріалу. ІМО пропонує рівневий підхід до максимальної кількості оксидів азоту в випускних газах дизелів залежно від року їх побудови (рис. 1). Для суднових МОД емісія NO_x не повинна перевищувати 17 г/(кВт·год) – для рівня Tier I, 14,4 г/(кВт·год) – для рівня Tier II, 3,4 г/(кВт·год) – для рівня Tier III.

Забезпечення рівня Tier II можливо шляхом оптимізації робочого циклу дизеля та організації процесу впорскування палива. Виконання вимог рівня Tier III можливо лише через додаткові технологічні засоби, що забезпечують або процес очищення випускних газів, або знижують максимальну температуру циклу.

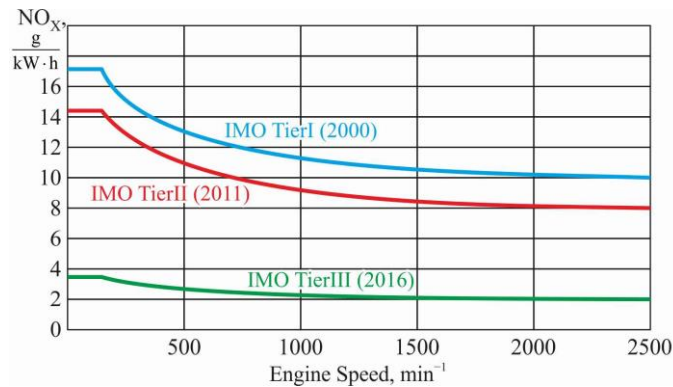


Рис. 1. Вимоги IMO щодо максимальної кількості оксидів азоту в випускних газах суднових дизелів

З метою зниження вмісту NO_x у випускних газах та забезпечення значень Tier III для суден, що побудовані починаючи з 1 січня 2016 року, компанія MAN Diesel & Turbo виконала конструктивні зміни та застосовує систему електронного керування двигуном (ME моделі двигунів). При цьому забезпечується регулювання робочого процесу за рахунок зміни кута випереження подачі палива, відкриття випускного та впускного (для чотиритактних дизелів) клапанів, а також подача циліндрового мастила. Порівняно з дизелями моделі MC, дизелі моделі ME мають такі переваги:

- оптимізована подачі палива у ширшому діапазоні навантажень;
- знижена витрати циліндрового мастила за рахунок встановлення системи Alpha lubricators;
- покращена робота на малих навантаженнях (в діапазоні 25...40 % номінальної потужності);
- досягнута більша ефективність роботи з часткових навантажень (в діапазоні 50...75 % номінальної потужності);
- забезпечується адаптація до роботи на паливах різної якості;
- передбачена можливість роботи двигуна на двох типах палива (моделі Dual fuel engines): вуглеводневому рідкому паливі та натуральному газі (моделі ME-GI).

Останнє різко знижують вміст шкідливих домішок в випускних газах: SO_x на 90...95 %, NO_x на 10...15 %, CO_2 на 20...25 % порівняно з МОД, які працюють тільки на рідкому паливі.

Також застосовуються такі сучасні методи для покращення екологічності дизелів:

для зменшення викидів NO_x :

- Premixed Charge Compression Ignition (PCCI) – застосування процесу займання від стиснення гомогенізованого заряду ;
- Variable Turbine Area (VTA) – зміна площі соплового апарату турбіни газотурбонагнетача (ГТН);
- Exhaust Gas by-pass (EGB) – байпасування випускних газів;
- Exhaust Gas Recirculation (EGR) – рециркуляція випускних газів;
- Selective Catalyst Reduction (SCR) – система каталітичної обробки випускних газів;

для зменшення викидів SO_x :

- система очищення випускних газів в скрубєрі;
- використання палива з низьким вмістом сірки.

Реалізація процесу РССІ здійснюється шляхом максимального підвищення степені гомогенізації суміші палива та повітря до початку згоряння основної порції палива, щоб усунути зони локального перебагачення суміші киснем. Це складне завдання, яке вирішується шляхом оптимізації форми випускних каналів, камери згоряння, конструкції системи подачі палива, ступеня рециркуляції випускних газів, параметрів системи наддуву. Технологія РССІ забезпечує зниження емісії NO_x на 35...50 %.

Під час використання системи VTA здійснюється провертання лопатей турбіни відносно власної вісі. Це (через збільшення кількості випускних газів, що проходять скрізь перетин турбіни) зменшує частоту обертання та крутний момент на колесі турбіни. Разом з цим зменшується частота обертання лопатей повітряного компресора та кількість повітря, яке потрапляє в циліндр дизеля. Наслідком цього є погіршення процесу згоряння та зменшення максимальної температури циклу. Вказане сприяє зменшенню утворення оксидів азоту в циліндрі дизеля. Завдяки цієї технології можливо зниження концентрації оксидів азоту в випускних газах на 25...30 %.

Системи EGB та EGR передбачають управління випускними газами дизелів. В системі EGB більша частина газів після випускного колектору прямує до газової турбіни ГТН, деяка їх кількість – повз ГТН безпосередньо в газовипускную магістраль. Основне призначення системи EGB – зниження навантаження на ГТН та відповідно зниження потужності МОД в разі виникнення миттєвих перевантажень. Але цей метод також ефективно використовується з метою зниження емісії оксидів азоту. Його ефективність (відносно зниження концентрації NO_x в випускних газах) може досягати 10 %. Під час використання системи EGR частина випускних газів повертається до циліндру дизеля. Системи EGR поділяють на системи високого та низького тиску. Завдяки системі досягається 30...40 % зниження емісії NO_x .

Найбільш ефективною технологією, що забезпечує 90...95 % зниження викидів NO_x є селективна каталітична нейтралізація (Selective Catalytic Reduction – SCR). Система SCR передбачає використання каталізатора на основі каталітично активних сполук металів перехідної валентності (наприклад, пентаоксиду ванадію V_2O_5) на керамічних носіях кристалічної структури і реалізує протікання двох основних реакцій з утворенням азоту та води.

Ефективність методів, що сприяють зниженню емісії NO_x надана на рис. 2.

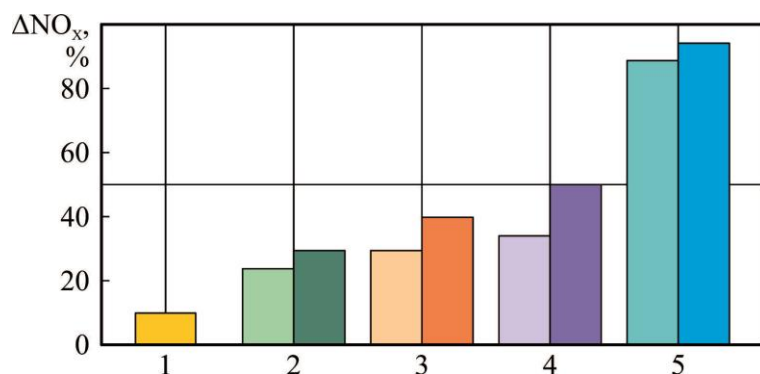


Рис. 2. Ефективність методів, що сприяють зниженню емісії NO_x :

1 – EGB; 2 – VTA; 3 – EGR; 4 – PCCI; 5 – SCR

Вимоги МАРПОЛ також обмежують вміст сірки в рідкому паливі нафтового походження. З 1 січня 2020 р. цей показник не повинен перевищувати значення 0,5 %, при цьому за умови роботи суднових дизелів в екологічних районах з контролю викидів оксидів сірки (Sulphur emission control areas – SECAs) необхідно використовувати паливо вміст сірку в якому не перевищує 0,1 %. Палива з більш високим вмістом сірки можливо використовувати лише за умовою додаткового очищення випускних газів в скруберах. Як варіант, що забезпечує мінімальний рівень викидів SO_x , для деяких МОД є використання природного газу. Рівень зниження емісії SO_x під час використання цих методів надано на рис. 3.

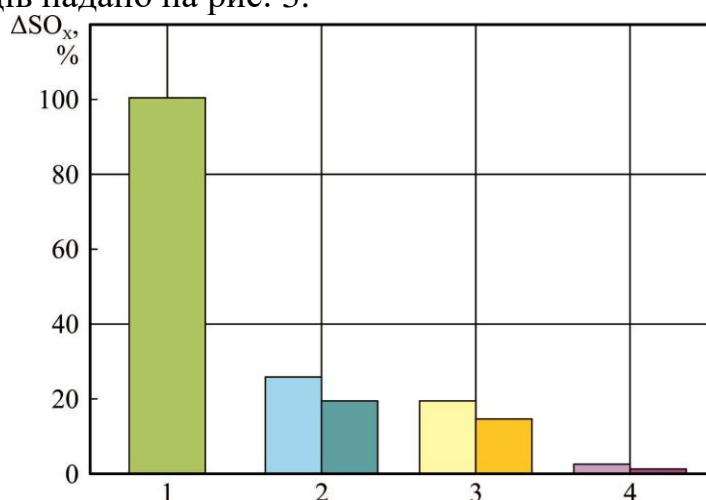


Рис. 3. Рівень зниження емісії SO_x під час використання різних методів:

1 – рідке нафтове паливо з вмістом сірки 0,5 %; 2 – рідке нафтове паливо з вмістом сірки 0,1 %; 3 – використання скрубера; 4 – природний газ

Висновки та перспективи подальших досліджень. Прагнення до захисту довкілля від забруднення змушує фірми, що будують суднові дизелі, використовувати різноманітні технології, що сприяють скороченню викидів оксидів азоту з випускними газами.

Забезпечення вимог рівня Tier III ІМО, відповідно до якого емісія оксидів азоту не повинна перевищувати 3,4 г/(кВт·год), можливо завдяки використанню наступних додаткових технологій:

- Premixed Charge Compression Ignition – застосування процесу займання від стиснення гомогенізованого заряду, при якому викиді NO_x зменшуються на 35...50 %;

- Variable Turbine Area – зміни площі соплового апарату турбіни ГТН, що сприяє зменшенню емісії оксидів азоту на 25... 30 %;
- Exhaust Gas by-pass – байпасування випускних газів, при якому рівень NO_x зменшуються на 35...50 %;
- Exhaust Gas Recirculation – рециркуляції випускних газів, яка забезпечує 30...40 % зменшення емісії NO_x; концентрації ;
- Selective Catalyst Reduction – системи каталітичної обробки випускних газів, яка знижує викиди оксидів азоту на 90...95 %.

Зменшення викидів оксидів сірки забезпечується системою очищення випускних газів в скрубєрі та використанням палива з низьким вмістом сірки. Вибір окремих способів, що сприяють підвищенню екологічності роботи суднових МОД, залежить від типу та конструктивних особливостей судна, а також від конструкційних характеристик двигуна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 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: International Journal of Maritime Science & Technology*. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1 - 9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.
2. Sagin S.V., Kuropyatnik A.A. Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels // *American Scientific Journal*. – 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 67 - 71.
3. 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. 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.V., Kuropyatnyk O.A. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines // *Naše more : International Journal of Maritime Science & Technology*. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78 - 86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

Sobolevskyi N.S., Polovinka E.M.

National University "Odessa Maritime Academy",

Department of SEP, National University "Odessa Maritime Academy"

Ensuring the operation of marine diesel engines on low-sulfur fuels

Practice shows that operating on 0.50% S fuel is the most common solution. But in reality, using low-sulfur fuels force the world fleet to adapt because they have grate difference with HSHFO.

This research is made to show issues of the day regarding using low-sulfur fuels and find the ways of ensuring and enhancing operation of marine diesel engines working on them.

The engine should be prepared to be able to handle LSFO. The fuel characteristics vary from supplier to supplier, from port to port, and in different parts of the world more since a variation of refinery streams is used. Viscosity may vary from low distillate range to high residual range, which means that the high-pressure fuel pumps must be able to operate on fuels with varying viscosities. The problem may occur when changing between fuel batches with different viscosity. It is important to keep the temperature change rate below 2°C/min. If the temperature changes faster, the fuel pumps may get stuck.

For this work let's use the recommended fuel viscosity range for MAN B&W two-stroke engines at engine inlet, which is presented in Table 1. If the viscosity is lower than 2 cSt the fuel injection may be compromised. If the viscosity of the fuel gets too high, it will lower the effective injection pressure, which may lead to slower injection and lower degree of atomisation of the fuel. In the extreme, it may compromise the combustion.

In practice, and in order to build in a safety margin against minor temperature deviations and failing viscosity controllers (viscometers), the minimum practical viscosity at engine inlet is 3 cSt. For low-viscosity fuels, care must be taken not to heat the fuel too much and thereby reduce the viscosity.

Table 1 - Fuel viscosity at engine inlet

Fuel viscosity	
Range	Fuel viscosity at engine inlet
Minimum	2 cSt
Normal (DM grades)	3 cSt or higher
Normal (RM grades)	3–18 cSt
Maximum	20 cSt

The external fuel systems (supply and circulating systems), depending on design and operation, have a varying effect on the heating of the fuel and, thereby, the viscosity of the fuel when it reaches engine inlet. Previously, external fuel systems on board were often designed to have an optimum operation on high-viscosity HSHFO, which means that the temperature was kept high. When running on low-viscosity fuels, the temperature of the fuel system must be as low as possible to ensure a suitable viscosity at engine inlet. Low-viscosity fuels challenge the function of the fuel pump in three ways:

1. Breakdown of the hydrodynamic oil film, which could result in seizures.
2. Insufficient injection pressure, which results in difficulties during start-up and low-load operation.
3. Insufficient fuel index margin, which limits acceleration.

Many factors influence the viscosity tolerance during start-up and low-load operation:

- Engine condition and maintenance
- Fuel pump wear
- Engine adjustment (mainly starting index)
- Actual fuel temperature in the fuel system.

Although achievable, it is difficult to optimise all of these factors at the same time. This complicates operation on fuels in the lowest end of the viscosity range. To build in some margin for safe and reliable operation and to maintain the required viscosity at engine inlet, installation of cooler(s) may be necessary in those fuel systems which do not have these (Fig. 1).

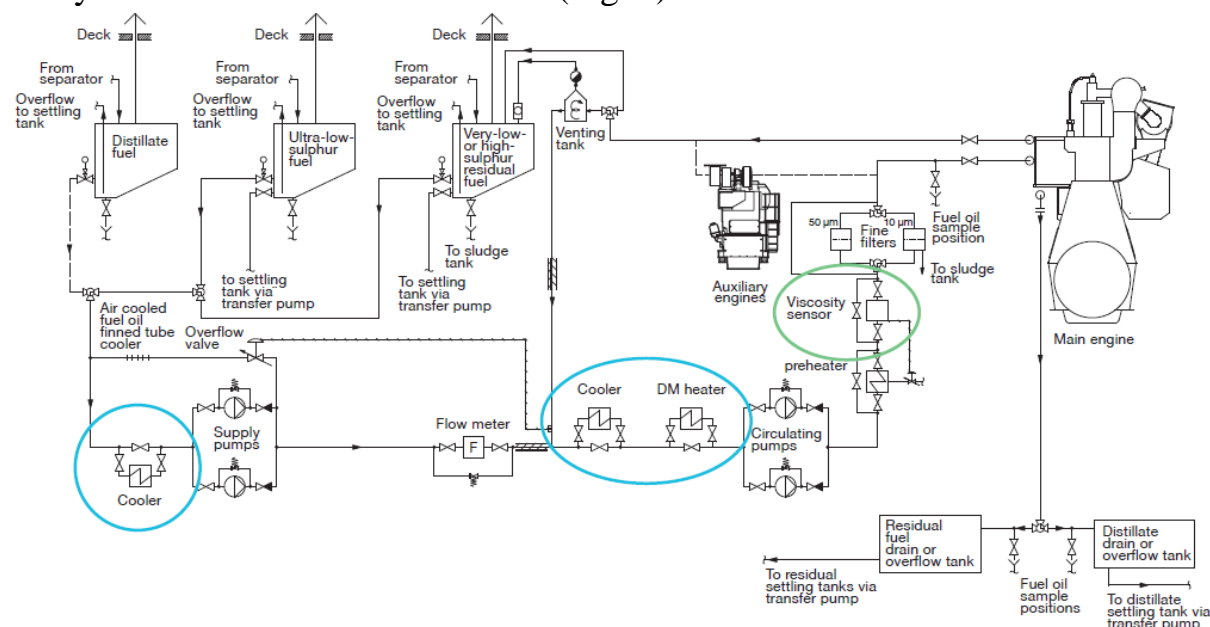


Fig. 1 Fuel system diagram. Blue circles: coolers. Green circle: viscosimeter / viscosity sensor.

For the very-low-viscosity distillates, a cooler may not be enough to decrease the temperature of the fuel sufficiently due to the cooling water available on board. In such a case, installation of a “chiller” is a possibility.

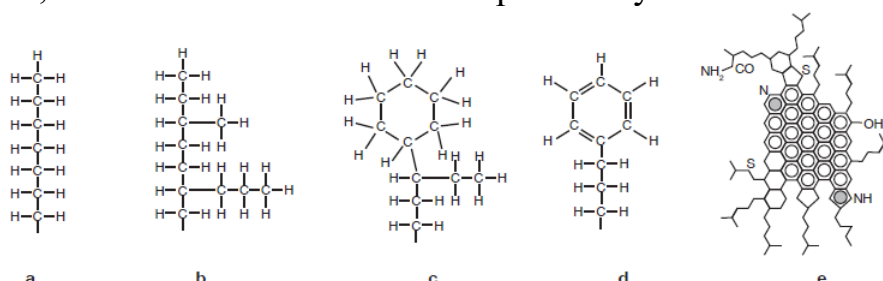


Fig. 2 Schematic pictures of (a + b) Paraffins, (c) Naphtenes (d) Aromatics and (e) Asphaltene.

It is known that marine fuels contain a range of various molecular species. In this work this should be noted because the molecular species give the fuel its char-

acteristics. Knowledge on these can give guidance on how to manage the fuel as molecular composition of fuels directly affects the combustion and fuel handling.

Some of the fuels are paraffinic, which means long saturated hydrocarbons chains (alkanes) (Fig. 2 (a+b)). These have excellent combustion properties due to the favourable carbon to hydrogen ratio, but may have high pour points. Paraffins have difficulties to keep aromatic and asphaltenic molecules in suspension.

Saturated hydrocarbons can also be present in ring structures, e.g., cycloalkanes or naphthenes (Fig. 2 (c)). Naphthenes have single bonds and higher hydrogen content compared to aromatics.

Aromatics (Fig. 2 (d)) are also ring structures but contain double bonds and hence less hydrogen. Aromatic fuels contain more rings structures, and have a higher carbon-to-hydrogen ratio than paraffinic fuels. Aromatic fuels are considered being easier to mix with other types of fuels than paraffinic fuel types.

Asphaltenes (Fig. 2 (e)) are large molecules containing mainly carbon and hydrogen, but also sulphur, nitrogen and some oxygen and minor amounts of vanadium and nickel and other elements. They are mainly composed of aromatic ring structures, but can also contain naphthenes and hydrocarbon chains which stick out as arms.

One of the main questions during researching was ‘Do low-sulfur fuels have good combustion characteristics?’. There were concerns that new types of 0.50% S VLSFO may show unfavourable combustion characteristics.

Here are results from two-stroke engine testing of Santos fuel from South America and a very aromatic, high-density fuel (HDA) which have very bad combustion characteristics.

Firstly, fuels were tested in the lab to establish a theoretical combustion behavior as according to the FIA test (IP 541: Constant volume combustion chamber method), giving values for ECN, ignition delay, pressure increase during testing, main combustion period etc. The results are shown in Fig 3 and Table 2.

Table 2 - Selected parameters from the lab combustion testing as according to IP 541.

Parameter	Santos	HDA	Unit
ECN (Estimated cetane number)	8.3	6.3	-
EC (end of combustion)	33.9	43.3	msec
MCP (main combustion period)	22	44	msec
AR (accumulated rate of heat release)	6.6	0.87	-

The Santos fuel show low values compared to the reference-diesel and the reference-HFO. However, the HDA fuel ignites even later and burns much slower than the Santos fuel. The ECN method cannot measure lower than 5 ECN, hence the HDA value of 6.3 is very close to the minimum.

And secondly, tests have been made at the Copenhagen test engine, 4T50ME-X (50 mm bore and 7080 kW and 123 rpm at MCR) at two different occasions. The tests with Santos fuel were compared to similar tests with a reference-diesel and tests with a normal low-sulphur heavy fuel (reference-HFO).

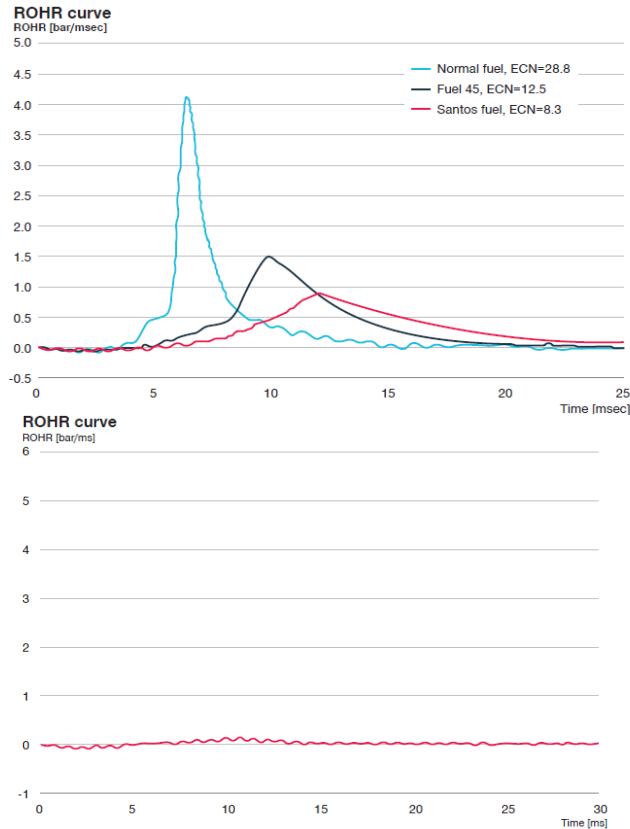


Fig. 3: Rate of heat release (ROHR) versus time.

The in-cylinder pressures at 100 and 25% load are shown in Fig. 4. At high load (100%) there is practically no difference between the pressure curves for the three fuels. This is because the in-cylinder temperatures are high enough to reduce ignition delays and improve the combustion quality which makes the fuel quality effects insignificant.

At 25% load, there is a slight difference. At low load, the temperatures are low enough to allow fuel quality differences to be apparent. A longer ignition delay generally leads to a larger initial premixed combustion with a rapid heat release just after the start of injection. It is a process similar to diesel knocking, but not as severe. This can initialize pressure oscillations in the combustion chamber and in the channel leading to the pressure sensor in the cylinder cover. These pressure oscillations are seen as ringings on the pressure trace after the start of combustion.

The reference-diesel had the shortest ignition delay and highest ECN. It gave also the lowest amount of ringings. Reference-HFO had slightly more ringings while the Santos fuel promoted even more ringings indicating an even more delayed ignition after injection.

However, the magnitude of the pressure oscillations is by no means critical for the engine and the test show that it is safe to operate on the Santos fuel.

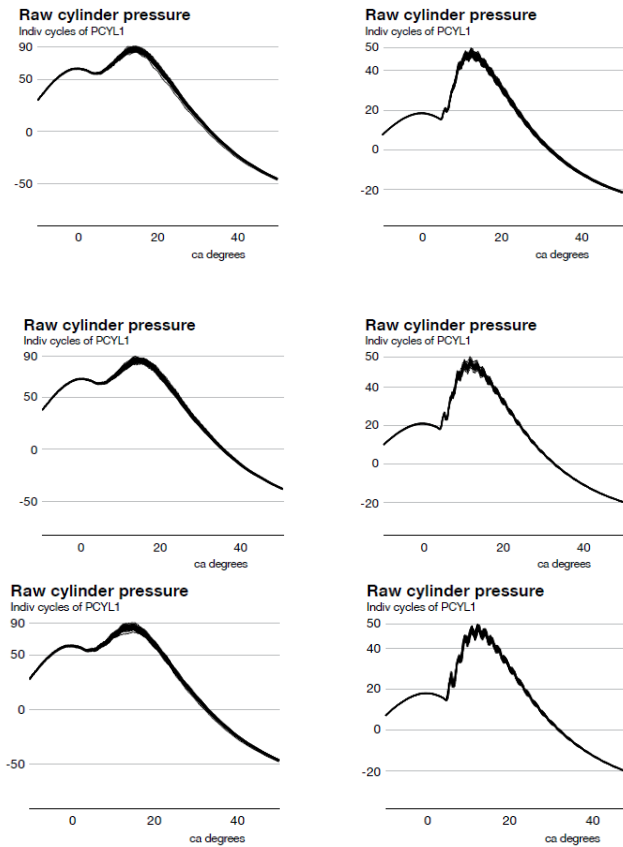


Fig. 4: Measured (not processed) cylinder pressure (arbitrary units) for reference-diesel (top), reference-HFO (middle) and the Santos fuel (bottom) at 100% load (left) and 25% load (right).

The HDA fuel was compared to a reference-diesel, and to a mixture of HDA and diesel (10% by volume). The three fuels were tested at 25, 50, 75 and 100% load. The engine burned HDA acceptably at all loads.

Although the general combustion is fine for the HDA there is, similar as for the Santos fuel, an observable difference in ignition delay. At 25% load the HDA fuel give rise to slight pressure oscillations in the combustion chamber after start of combustion.

Further calculations show that the pressure oscillations are roughly two times as strong for HDA compared to the reference-diesel. The HDA also has a clear trend with higher values at lower load. This is consistent with the lower gas temperatures at part load that further elongates the ignition delay. The same trend is not seen for the reference-diesel. Comparing HDA to the HDA with 10% diesel it is clear that the added diesel did not improve the ignitability of the HDA.

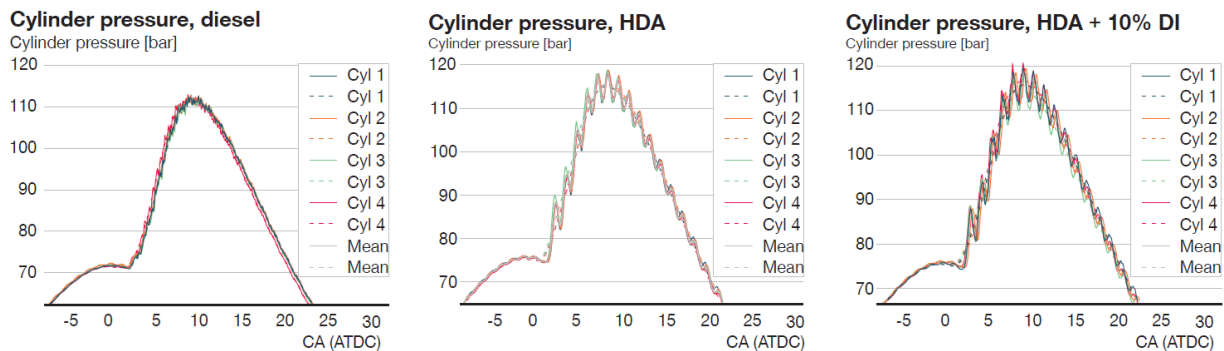


Fig. 5: Cylinder pressure for reference-diesel (a), HDA (b) and HDA with 10% diesel (c) at 25% load.

Summary

The conclusion is that the fuels with lower ignition quality do not influence the overall engine performance too negatively and they could be used for two-stroke engines.

But anyway, using low-sulfur fuels have difference compared to using HSHFO as showed in this work. And there are more difficulties with them as low lubricity, incompatibility of fuels from different batches and other fuel characteristics that negatively affect marine diesel engines. In the further researches I want to mention more about them and about possible ways of solving these problems.

References

1. MAN Energy Solutions. MAN ES Service Letters (SL) [Электронный ресурс] / MAN Energy Solutions – Режим доступа до ресурсу: <https://marine.man-es.com/two-stroke/service-letters>.
2. MAN Energy Solutions. MAN ES technical papers [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://marine.man-es.com/two-stroke/technical-papers>.
3. SL2019-670 Operation on fuels with maximum 0.50% sulphur

Удосконалення систем паливоподачі суднових дизелів**Паливоподача мало обертового двигуна фірми MAN-B&W**

1.1. Паливний насос дизеля фірми MAN-B&W типу MC Конструкція ПНВТ являється завершальною серед подібних конструктивних рішень. Основні елементи насоса наведені на (рис. 2.1, а).

Плунжерна пара 3-5, відрізняється тим, що головка 3 має дуже просту конструкцію: рівний торець плунжера и дві гвинтові регулюючі крайки 4.

Механізм регулювання циклової подачі здійснюється дією тяги 7 на зубчасту рейку і поворотну втулку 9, хрестовини 8 плунжера. Відмінність в даному випадку полягає в тому, що рейка кожного насоса пов'язана не тільки з регулятором частоти обертання, але і з системою управління VIT (Variable Injection Timing).

Механізм регулювання кута випередження подачі палива фппн, який реалізує завдання VIT в системі пневмомеханічного позиціонера складається з рейки 6, поєднаної із зубчастим вінцем поворотної втулки 10, і втулки 5 плунжера. Величина фппн змінюється осьовим зміщенням втулки 6 вгору або вниз, тим самим змінюється момент перекриття плунжером робочих вікон 13.

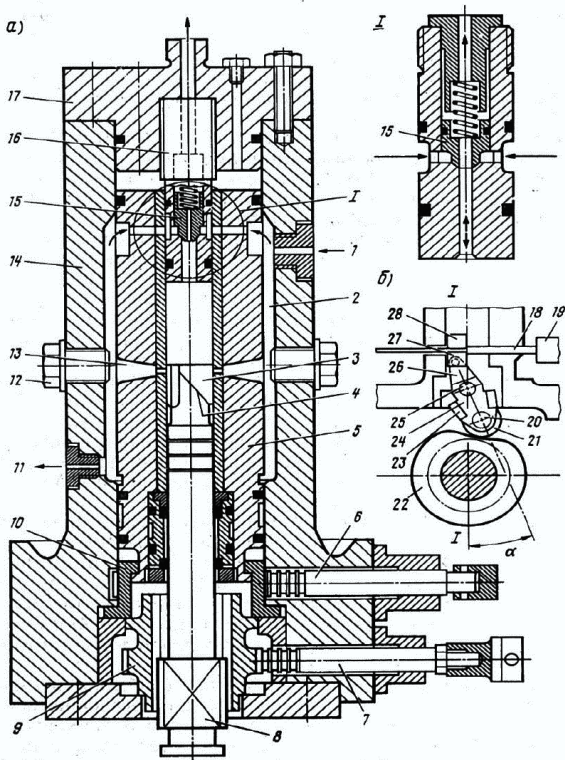


Рис. 2.1. Золотниковий ПНВТ двигуна фірми MAN-B&W типу L-MC зі змішаним регулюванням за заданою програмою

У конструкції, показаної на рис. 2.2а, сопло 10 упресовано в корпус 11 (соплоутримувач), який притирається до нижнього торця направляючої 8 голки 7. Верхній торець направляючої притертий до корпусу 1 форсунки. Масивною гайкою 9 соплоутримувач 11, напрямна 8 і нижня частина корпусу 1 з'єднані між собою у єдиний герметичний вузол.

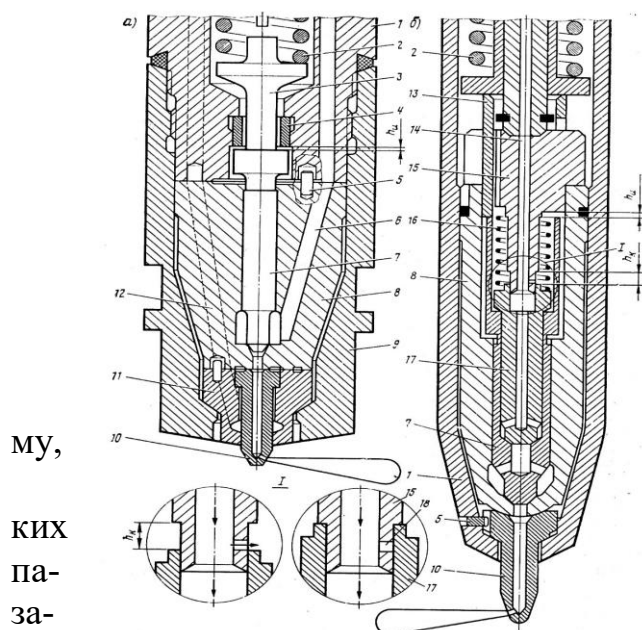


Рис. 2.2. Розпилювачі форсунок двигунів
D 9.24 VITORELLI MAN D 9.24 VITORELLI VCE

турне поле та однакові градієнти температур за поперечним перетином розпилювача, а, відповідно, однакові робочі щілини в сполучених парах.

Форсунка МОД фірми MAN-B&W

В останні роки всі високопотужні суднові малообертові дизелі B&W, а також перспективні дизелі MAN-B&W обладнують новими форсунками уніфікованої конструкції (рис. 2.3, б).

Принциповою відмінністю наведеної форсунки полягає в тому, що вона не охолоджується. Нормальна робота форсунки при високотемпературах підігріву важкого лива (105-140 °C) забезпечується вдяки його центральному підведенню каналом 14. При цьому отримується симетричне темпера-

Форсунка з електронним управлінням

Першим промисловим зразком акумуляторної паливної системи з електронним управлінням без мультиплікаторів тиску з'явилася система Common Rail. Це спільна розробка фірм Robert Bosch GmbH, Fiat та Elasis.

Улаштування і схема роботи форсунки наведена на рис 3.1.

При закритому жиклері камери гідрокерування пружина якоря притискає кульку до сидла, високий тиск, що подається в камеру і до розпилювача форсунки з акумулятора, збільшується. Таким чином, високий тиск, що діє на торець керуючого плунжера, разом із зусиллям пружини тримають форсунку закритою, долаючи сили тиску в камері розпилювача.

Перед початком процесу впорскування, ще при закритій форсунці, на електромагнітний клапан подається великий струм, що забезпечує швидкий підйом кулькового клапана (рис. 3.1, б). Кульковий клапан відкриває жиклер камери гідрокерування і, оскільки тепер електромагнітна сила перевершує силу пружини якоря, клапан залишається відкритим, і практично одночасно сила струму, що подається на обмотку електромагнітного клапана, зменшується до струму, необхідного для утримування якоря. Це можливо тому, що повітряний зазор для електромагнітного потоку тепер зменшується. При

відкритому жиклері паливо може витікати з камери гідрокерування у верхню порожнину й далі по лінії повернення палива в бак.

Тиск у камері гідрокерування зменшується, порушується баланс зусиль, і тиск в камері розпилювача, що дорівнює тиску в акумуляторі, виявляється вищим тиску в камері гідрокерування. У результаті сила, що діє на торець ке-

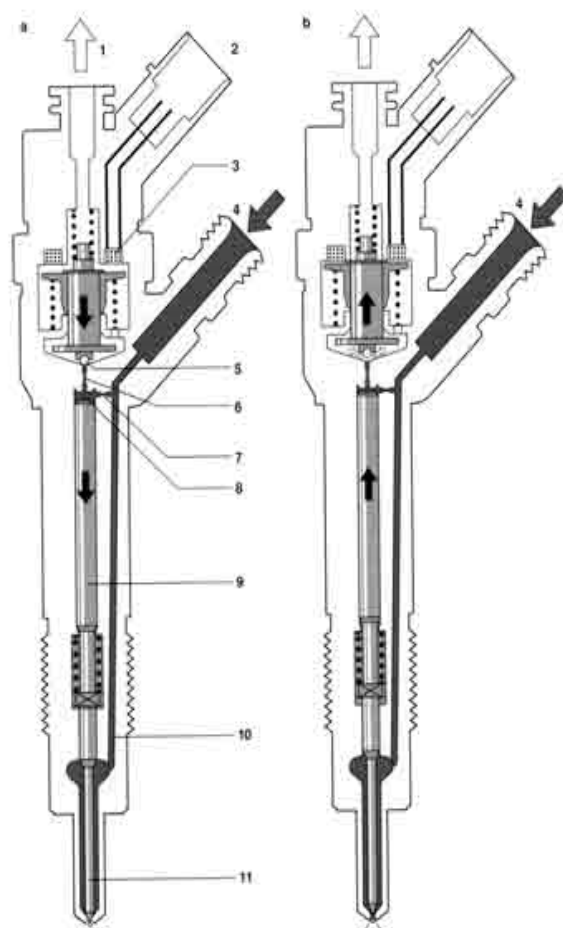


Рис. 2.1. Конструкція і схема роботи форсунки Common Rail:

a – форсунка закрита, b – форсунка відкрита (упорскування); 1 – повернення палива, 2 – електронне управління (блок), 3 – електромагнітний клапан, 4 – вхід палива з акумулятора, 5 – кульковий клапан, 6 – жиклер камери гідрокерування, 7 – "живильний" жиклер, 8 – камера гідрокерування, 9 – керуючий плунжер, 10 – канал до розпилювача, 11 – голка форсунки

руючого плунжера зменшується, голка форсунки піднімається, і починається процес впорскування палива.

Як тільки припиняється подача живлення на електромагнітний клапан, пружина якоря переміщує його вниз, і кульковий клапан закривається. Закриття жиклера

Приводить до підвищення тиску в камері гідрокерування під час подачі до неї палива через "живильний" жиклер 7. Цей тиск дорівнює тиску в акумуляторі, діє на торець керуючого плунжера і разом з силою пружини діють на заплечик голки форсунки, закриваючи її.

Електронна система управління двигунів MAN-B&W типу ME

Для досягнення високої якості управління двигуном необхідно забезпечити гнучкість в управлінні подачею палива і випускним клапаном.

У свою чергу для досягнення надійності необхідно мати систему, яка зможе запобігти поломки двигуна через перевантаження, недоліку техніч-

ного обслуговування, неправильного регулювання тощо. Система спостереження за станом двигуна повинна оцінювати його технічний стан для того, щоб підтримувати ефективність двигуна і робочі параметри в заданих межах.

Все це вказувало на те, що необхідно застосування нового типу приводу паливних насосів високого тиску і випускних клапанів, які б керувалися за допомогою електронних засобів управління під контролем системи спостереження за станом двигуна. Описана концепція наведена на (рис. 5.1).

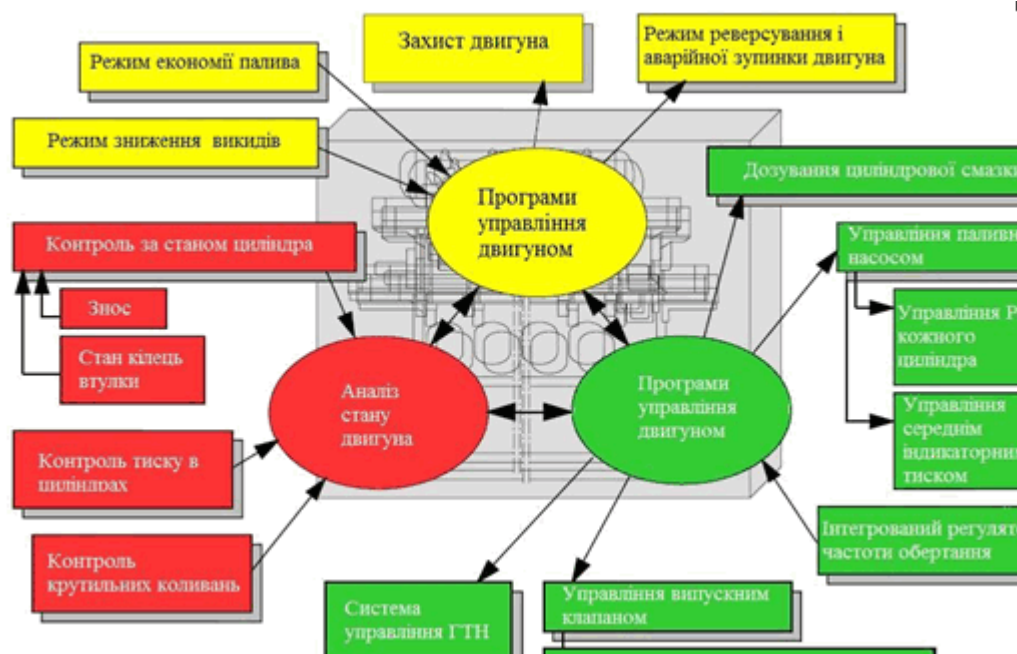


Рис. 5.1. Функціональна схема концепції інтелектуального двигуна

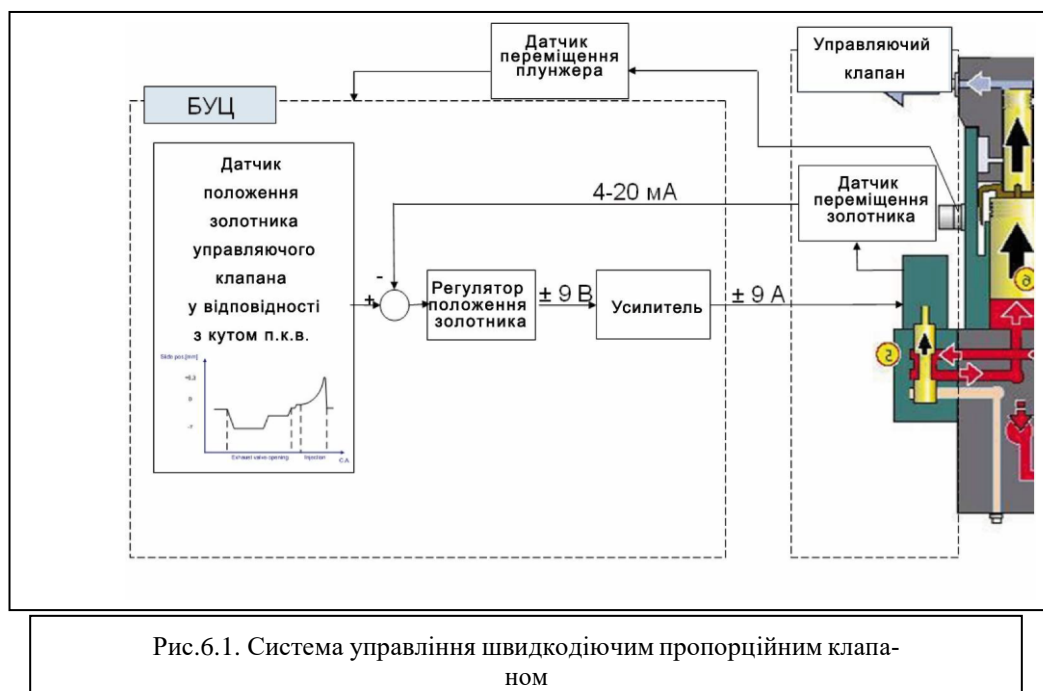
Коли система аналізу даних визначає задовільний робочий стан двигуна, робочі характеристики не піддаються коригуванню, дозволяючи двигуну працювати в заданому оптимальному режимі. Однак, якщо аналіз показує незадовільний стан двигуна, будуть застосовані контрзаходи. Як варіант, у разі підвищення температури випускних газів, момент подачі палива може бути затриманий і / або більш раннє відкриття випускного клапана дозволить збільшити потік енергії до газотурбонагнітачу, збільшуючи подачу повітря і знижуючи температуру випускних газів.

Система впорскування палива

Для приведення в дію паливного насоса застосована акумуляторна система сервомастила, що використовує охолоджене і очищене мастило в якості приводу. Гідравлічний модуль кожного циліндра оснащений акумулятором мастила для забезпечення досить швидкого нагнітання мастила відповідно до вимог паливної системи, а також для запобігання сильних коливань тиску.

Переміщенням плунжера паливного насоса і випускного клапана управляє швидкодіючий пропорційний клапан (FIVA-valve - Fuel Injection Valve Activation), який в свою чергу управляється лінійним електромотором, який отримує керуючий сигнал від електронної системи управління (рис. 6.1).

Система подачі палива інтелектуального двигуна перевершує акумуля-

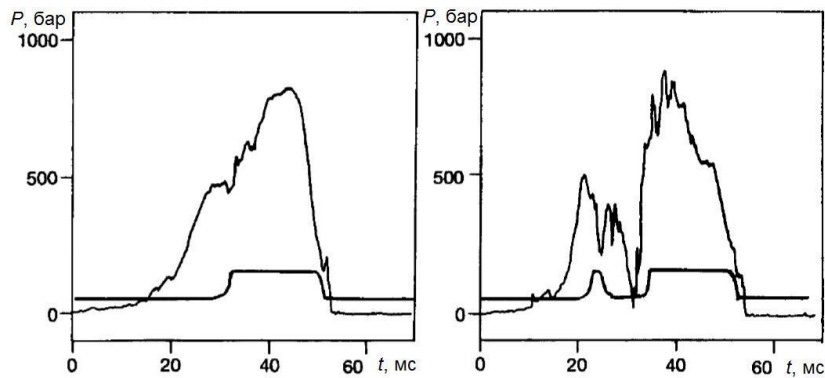


торну систему, чи то ступінчаста або проста. Випробування підтвердили, що дана система може реалізувати будь-яку закономірність подачі палива, необхідну для роботи дизеля. Наприклад, як одинарне впорскування, так і попереднє впорскування з широким діапазоном вибору швидкості подачі, часу початку подачі палива, тривалості та величини тиску.

Система подачі палива інтелектуального двигуна перевершує акумуляторну систему, чи то ступінчаста або проста. Випробування підтвердили, що дана система може реалізувати будь-яку закономірність подачі палива, необхідну для роботи дизеля. Наприклад, як одинарне впорскування, так і попереднє впорскування з широким діапазоном вибору швидкості подачі, часу початку подачі палива, тривалості та величини тиску.

Дослідження наведених закономірностей на двигуні підтвердило,

що «висхідне впорскування» аналогічне реалізованому на дизелях з розподільним валом перевершує інші за економічністю на номінальному режимі. Застосування ж попереднього впорскування є вдалим компромісом між невеликим збільшенням питомої витрати палива і при цьому зниженням кількості викидів NO_x приблизно на 20%, як наведено на рис. 6.4.



Деякі можливості системи впорскування наведені на рис. 6.2.

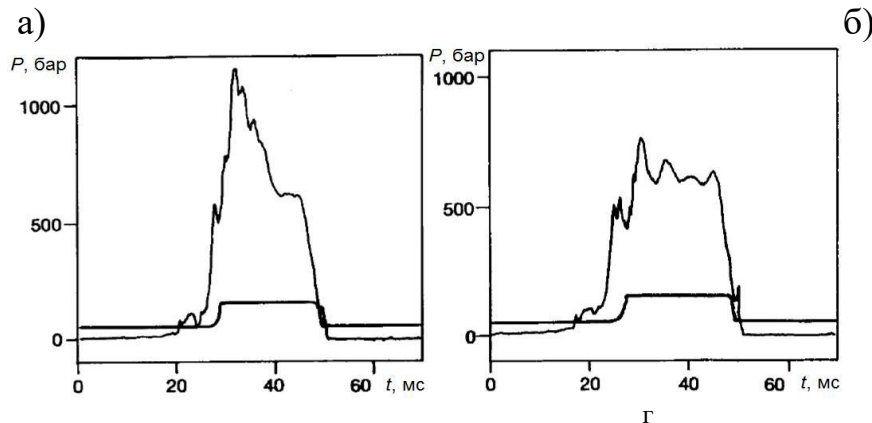


Рис. 6.3. Зміна тиску палива у форсунці й відповідний хід голки розпилювача:

На рис. 6.6 Показані характеристики інтелектуального двигуна (синя лінія), в якому використовуються пропорційні клапана, і ступінчастою акумуляторної Системи (червона лінія), розраховані спеціальною моделлю системи подачі палива для великих дизелів типу K98MC з трьома форсунками на циліндр. Як можна побачити з ілюстрації, ступінчата акумуляторна система подає різну кількість палива через кожну з трьох форсунок.

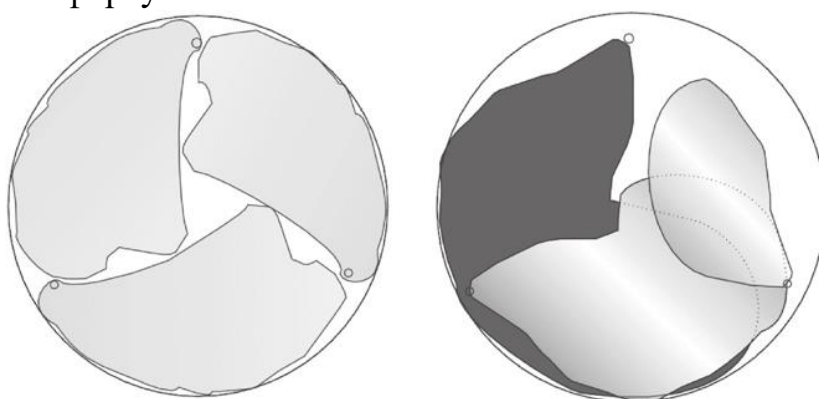


Рис. 6.5. Розподіл палива в камері згоряння відповідно до законі: а-інтелектуальний двигун, б-ступінчата акумулятор-ная система

Таким чином, система подачі палива інтелектуального двигуна перевершує

акумуляторну систему, будь то ступінчата або проста. Випробування підтвердили, що дана система може реалізувати будь-яку закономірність подачі палива, необхідному для роботи дизеля. Наприклад, як одинарний впор-

скування, так і попередній впорскування з широким діапазоном свободи вибору швидкості подачі, часу початку подачі палива, тривалості і величини тиску.

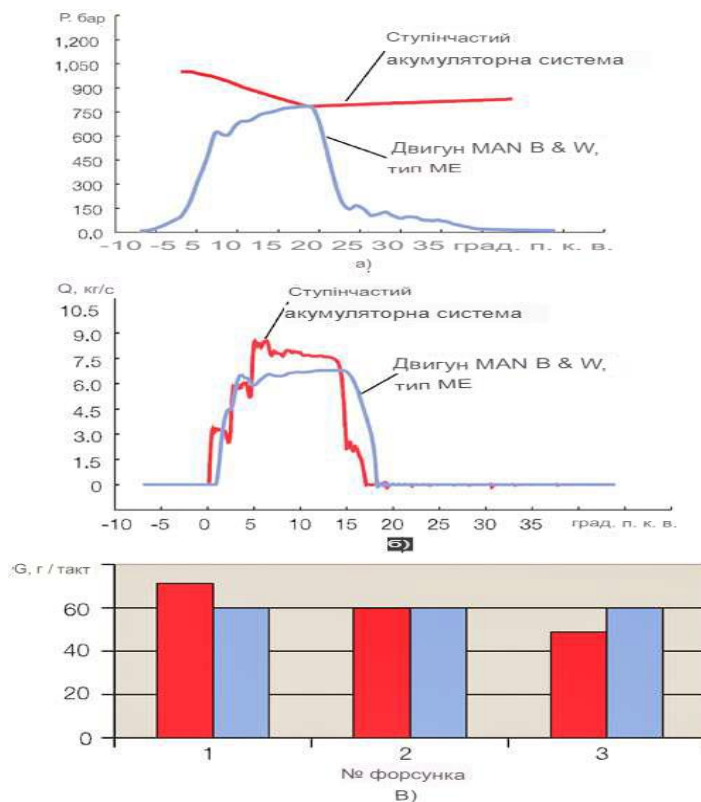


Рис. 6.6. Порівняння характеристик інтелектуального двигуна і ступінчастою акумуляторної системи: а-тиск уприскування, б-масова витрата палива на циліндр, в-масова витрата палива по форсунках

Література

1. MAN ES Service Letters (SL):
<https://marine.man-es.com/two-stroke/service-letters>
2. MAN ES technical papers:
<https://marine.man-es.com/two-stroke/technical-papers>
3. CIMAC WG07 Guideline to ISO8217:2017 6th edition.
<http://www.cimac.com/publication-press/publications/index.html>
4. ISO 8217:2017 Sixth edition. Petroleum products – Fuels (class F) – Specifications of marine fuels
5. SL2014-593 Guidelines for Operation on Fuels with less than 0.10% Sulphur
6. SL2019-670 Operation on fuels with maximum 0.50% sulphur
7. СУЧАСНІ СУДНОВІ ДИЗЕЛІ І.І.Черниш
8. A_Fault_Diagnosis_Model_of_Marine_Diesel_Engine_Fu

Kulyeshov N., Mikhailov S. A. Veretennik O. M.
National University "Odessa Maritime Academy",

Efficiency Analysis of Energy Flows Interconnection of Vessel's Power Plants

ABSTRACT: The operation of an autonomous movable objects, such as sea transport vessels, implies the presence of a source of potential energy on board the vessel and the possibility of converting this energy into the work required for the autonomous movable object (vessel). Being an autonomous object, a transport vessel should be provided with energy for it moving, energy for heat exchange processes on board and electricity for powering electrical equipment, automation and navigation systems, and household needs on board. An analysis of the component of the engine room equipment made it possible to designate (combine) the generating equipment of mechanical energy flow, equipment which are generating the heat energy flow and equipment which are generating the electric energy flow. Based on the results of the research the relationships between the energy flows are identified connections and ways to ensure stabilization of energy generation on board the cargo vessel is outlined. Using the results of the research the relationships between the energy flows will reduce the likelihood of accidents on board a cargo vessel due to a stop in the generation of one of the energy flows and thereby ensure increased safety of man at sea. Taking into account the peculiarities of the distribution of energy flows in ship power plants can be an effective tool not only to improve the economic performance of it, but also to increase the safety of navigation and navigation in general, due to the reliable provision of uninterrupted and efficient operation of ship power plants.

Keywords - energy flows, power plants, energy flow connections

1 Introduction

The history of the design of an autonomous movable objects, such as a transport watercrafts (TW), shows that the question of the choice the power plant equipment was posed to designers at all times very sharply. The main parameters that determine the criteria for choosing equipment from the very beginning of shipbuilding are: ensuring all the energy needs of the vessel in all modes of operation; the overall minimization of the costs of the vessel for the period of its operation; the reliability of the operation and maintainability of the equipment. The article [1] presents the results of a study of 4 types of ship power plants for improving the configuration of power equipment according to the above criteria.

2 MAIN

The operation of a transport watercraft (TW) implies the presence on board of energy generators capable of providing energy needs, the bulk of which is necessary for moving the TW – that is energy consumption that occurs during the operational time of the vessel. To ensure this mode of operation of the vessel in accordance with the criteria noted above, a set of equipment is installed on board which includes the main generator of mechanical energy - the main engine (ME),

the choice of which is additionally determined by the criteria for ensuring the speed characteristics of the vessel, economic criteria for the operation of the main engine, criteria for ensuring the safety of navigation and requirements ensuring normal marine practice of operating the TW. The article [2] presents the results of using a modern system of modeling and optimization of integrated marine energy systems in terms of energy efficiency, emissions, safety/reliability and costs both in stationary and in dynamic mode. The article presents the main characteristics and the approach to modeling, and the key features are illustrated in two studies on thermoeconomic design and optimization of the combined cycle system for large bulk carriers.

Currently, the main potential source of energy on board the TW is oil refined products (here in after referred to as fuel). All the main modern types of main engines [3,4,5], are the technical means for converting the potential internal energy of fuel into the energy which is needed on board.

The Seagoing practice involves the use on board of TW not only the potential energy of oil products but also the potential energy of nuclear decay, solar energy, wind energy and other types of sources currently used in transport.

The practice of introducing nuclear installations into ships is analyzed in article [3]. The authors of the article review past and recent work in the field of offshore nuclear power plants, and for the purpose of demonstration, set out technical considerations for developing the concept of a Suezmax tanker operating on a small-module Gen4Energy 70 MW reactor (SMR). The authors focus on understanding the technical risks and consequences of introducing modern nuclear technologies, which are an important first step in the long-term process of improving energy conversion.

In article [4] is described photovoltaic (PV) systems converts the solar energy falling on them directly into electricity. In this paper, a small-scale ship's bus-tied PV system is proposed. Also, the necessary steps and key components needed to design and build an efficient, reliable and low cost photovoltaic system for TW are examined.

However, the experience of using the above energy sources has not been sufficiently developed as the main source of energy in the fleet for various reasons.

Currently, specialized vessels use power plants, the source of potential energy on board of which is nuclear fuel. The power plant of such vessels includes, like the power plant of vessels using oil products as a source of potential energy, mechanical, thermal, and electric energy generators and, from the standpoint of assessing the interconnection of energy flows, the concept of energy conversion is presented in Figure 1 both for ships using the potential energy of petroleum products, and for ships on board which the source of potential energy is nuclear fuel.

The use of oil products as a potential source of energy on TW board is widely used in the transport fleet due to the possibility of ensuring safe storage of fuel reserves on TW board, the development of energy conversion technology that allows you to control the process of energy conversion from the position of the re-

quired amount of it, maintainability of energy converting equipment, which determines the durability of this equipment.

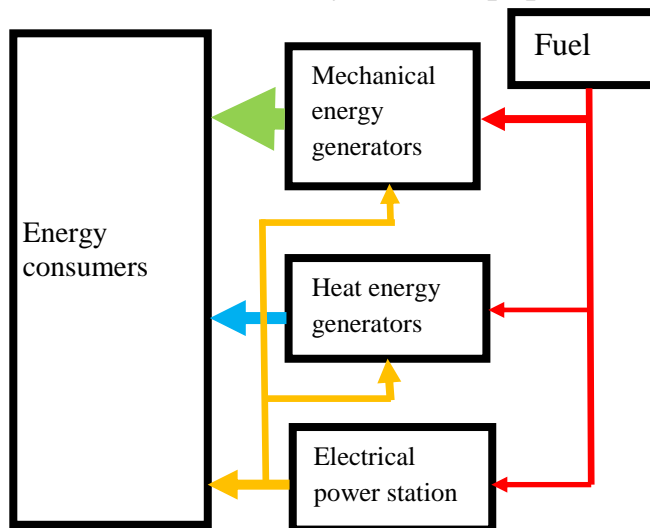


Figure 1. The concept of energy conversion there are:
 red supply to energy generators;
 green mechanical energy flow;
 blue heat energy flow;
 yellow electrical energy flow.

To ensure the current operation of the TW, its power plant (PP), using the fuel on board and the corresponding energy generators, provides the vessel with (Figure 1):

- mechanical energy generated on board the vessel by the main or several main engines (ME), which ensure the operation of the ship's propulsion and the mechanisms attached to the main engine and auxiliary engines, which ensure the operation of electric energy generators;
- thermal energy generated by special equipment on board the vessel - the main or auxiliary boilers and ME exhaust gases economizer. Thermal energy is necessary to ensure the operation of the TW as a whole and to ensure the life of the crew;
- electrical energy, which provides the operation of mechanical and thermal energy generators, as well as almost all:
- auxiliary equipment of the ship power plant;
- navigational equipment of the vessel;
- devices and household items on board the vehicle.

The issue of obtaining the necessary flow of basic mechanical energy on board has been studied from the very beginning of navigation, and almost the entire marine and propulsion industries continue to deal with this issue. The issues of converting the energy of petroleum products into mechanical energy of rotation of the shaft, internal processes and the design features of the main engines are considered in a number of publications and today in the practice of shipbuilding they have received solutions acceptable enough to ensure the safety of navigation.

In the practice of sailing, the use of thermal energy of steam as the main energy on board the TW was developed when studying the processes of converting the

liquid phase of water into gaseous and the development of steam engines that convert thermal energy into mechanical energy used to drive the TW propulsion. Steam, as a workspace of thermal energy, is generated using steam generators by converting fuel into potential thermal energy of steam.

On most modern ships, internal combustion engines are installed as the main engines, due to its universality, and the steam energy during the operation of the TW is used to perform the vessel's production tasks - heating the cargo and fuel, provision the needs of the power plant (PP), generating electricity, and satisfying household crew needs. The practice of equipping a ship's PP with heat-generating equipment shows that on board an unspecialized transport vessel, an autonomous steam generator and a steam generator that uses the energy of exhaust gases exhausted in the main exhaust gas - the "exhaust gas economizer" are usually installed.

The use of steam energy has been developed from the earliest period of the introduction of mechanical propulsion drives in the fleet. At the end of the 18th century, ships began to use steam piston engines and, somewhat later, steam turbines. At the same time, the theoretical basis and technical design of steam generators, which provide the necessary technical parameters of steam for the main power plant and auxiliary needs of the TW, were developed to ensure the highest possible efficiency of converting fuel energy into heat energy. The perfection of the theoretical basis of the processes of converting fuel energy into thermal energy and the technical performance of equipment that produces and consumes thermal energy is confirmed by the long-term practice of operating the fleet.

Introduction of electric power equipment in the fleet. To meet the needs of the TW for electricity (EE), on-board generators are used that generate EE by converting the mechanical energy of the drive engine. The following equipment are used as drive engines for electric generators:

- • internal combustion engines and in the practice of sailing, these engines are called "auxiliary internal combustion engines";
- • steam and gas turbines;
- • drive from the crankshaft of the main engine or propeller shaft.

An analysis of the processes of energy generation on board a transport vessel allows us to present a schematic diagram of the interaction of energy flows in a ship PP (see Figure 2).

The fuel received from the environment (oil refining products), which is a source of potential energy on board the TW, is supplied via on-board systems to the generators of the main types of energy - mechanical, thermal and electrical.

In the main engine, during the operating cycle, the potential energy of the fuel is converted into thermal energy of rotation of the shaft of this mechanical energy generator. In the TV propulsion system, this mechanical energy is converted into work to move the vehicle through the water.

on large ships, necessitated the organization of a shipboard electric power plant (SEPP) on board.

EPP is designed to provide electricity to TW in various modes of operation. The presence of electrical equipment of a different class and power, which ensures the operation of navigation systems, an electronic control system and ensures the safe operation of the vehicle, causes stringent requirements for the quality of electricity produced on board the ship.

3. CONCLUSIONS

Taking into account the peculiarities of the distribution of energy flows in an autonomous movable objects, such as sea transport vessels, ship power plants can be an effective tool not only to improve the economic performance of it, but also to increase the safety of shipping and navigation in general [6], due to the reliable provision of uninterrupted and efficient operation of an autonomous movable objects, such as sea transport vessels and its ships power plants.

REFERENCES

- [1] G. Btyvenuto, U. Campora, A. Trucco Comparison of ship plant layouts for power and propulsion systems with energy recovery. *Jornal of marine engineering and technology*, Volume 13, Issue 3, Published: Dec 2014, pp.3-15.
- [2] G. George Dimopoulos, A. Chariklia Georgopoulou, C. Iason Stefanatos, et al. A general-purpose process modelling framework for marine energy systems. *Energy conversion and management*, Volume 86, Published: Oct 2014, pp 325-339.
- [3] S.E. Hirdaris, Y.F., Cheng, P. Shallcross, et al. Considerations on the potential use of Nuclear Small Modular Reactor (SMR) technology for merchant marine propulsion. *Ocean engineering*, Volume: 79, Published: Mar 15 2014, pp.101-130.
- [4] Dhiman, Sourav; Nijhawan, Parag. Design & analysis of improved bus-tied photovoltaic system for marine ships. *Indian journal of geo-marine sciences*, Volume 48, issue 12, Published Dec 2019, pp. 1963-1970.
- [5] JB Geng, JB Cai, MJ Luo, JZ Niu. Main Diesel Engine Selection for Ships Based on Life Cycle Costing. 2015 International Conference on Management Science and Management Innovation (MSMI 2015), 2015, atlantis-press.com, pp. 361-366.
- [6] A. Adamkiewicz, J. Fydrych. Application of risk analysis in maintenance of ship power system elements. *Maritime University of Szczecin Scientific Journal*, 2013, issue 36, pp. 5-12.

Improving the environmental characteristics of marine diesels

The global use of fossil fuels has been increasing owing to economic development and industrialization, and currently fossil fuels are playing a core role in modern living. Fossil fuels provide comfort, but they also discharge pollutants.

The International Maritime Organization (IMO) decided to apply the Tier 3 exhaust gas regulations from 2016 to strengthen the emission allowance standards for ships to the level of those for automobiles. For ships built after 1 January 2016, 80% of the allowed emission standards must be reduced compared with those built before 31 December 2010 [1,2].

As thermal NO_x represents most of the NO_x emitted from ship diesel engines, technologies to control the amount of this thermal NO_x are important. The primary NO_x reduction methods include water emulsion fuels, engine adjustment, and exhaust gas recirculation (EGR), which are pre-treatment NO_x reduction technologies capable of reducing NO_x by changing the characteristics of internal combustion engines and combustion chambers, including the combustion time and temperature. The secondary methods include NH₃ and urea SCR technologies, which are engine post-treatment technologies to reduce and separate NO_x included in exhaust gas into N₂ and H₂O. [1]

Among them, emulsion fuels are practical and economical NO_x reduction technologies compared with expensive large-scale denitrification facilities (such as SCR). In particular, as the generation of NO_x and soot (unburned fine carbon particles) from heat engines that use low-quality liquid fuels accounts for a high proportion of air pollution, the use of emulsion fuels, which is one of the methods

to suppress the generation, reduces the combustion temperature using the latent heat of water and accomplishes complete combustion using the micro-explosion phenomenon, which is a characteristic unique of emulsion fuels alone, thereby improving the efficiency of heat engines and effectively reducing NO_x. In addition, the use of emission fuels requires no additional devices, unlike the existing pre- and post-treatment technologies, and thus, studies to commercialize emulsion fuel technology have been actively conducted.

The MDO used in this study was ship oil, and emulsified marine diesel oil (EMDO) was the water-in-oil-type emulsion fuel fabricated by mixing MDO and water at a ratio of 80:20 and by adding less than 1% of an emulsifier. The component analysis of MDO and EMDO was performed to identify the properties of the fuels according to the water content. The results are shown in Table 1.

As the water content increased, the calorific value decreased, whereas the viscosity and density increased. On the basis of these fuel properties, it appeared that fuel consumption would increase to achieve the same combustion performance. However, the cylinder pressure and heat release were expected to increase owing to the improvement of the combustion performance caused by fuel vaporization,

which was promoted by micro-explosions as a result of the water contained in the fuel. In addition, it appeared that the reduction in the exhaust temperature owing to the absorption of the latent heat of evaporation caused by the vaporization of water would reduce NOx and smoke simultaneously.

Table 1. Specifications of fuel oil used in this study.

Item/Classification	Marine Diesel Oil (MDO)	Emulsified Marine Diesel Oil (EMDO)
Lower calorific value (J/g)	41,060	32,990
Gross calorific value (J/g)	43,670	36,050
Sulphur content (wt %)	0.15	0.1
Density at 15 °C (kg/m ³)	923.6	929.7
Viscosity at 15 °C (cP)	21.7	34.3
Moisture (vol %)	0.5	16.8
Flash point (°C)	104	86

Fig. 1 shows the engine constructed to investigate the combustion and exhaust characteristics of MDO and EMDO. The engine was a 2.0 L class four-cylinder common-rail diesel engine with a turbocharger capable of high-pressure injection (max: 1600 bar).

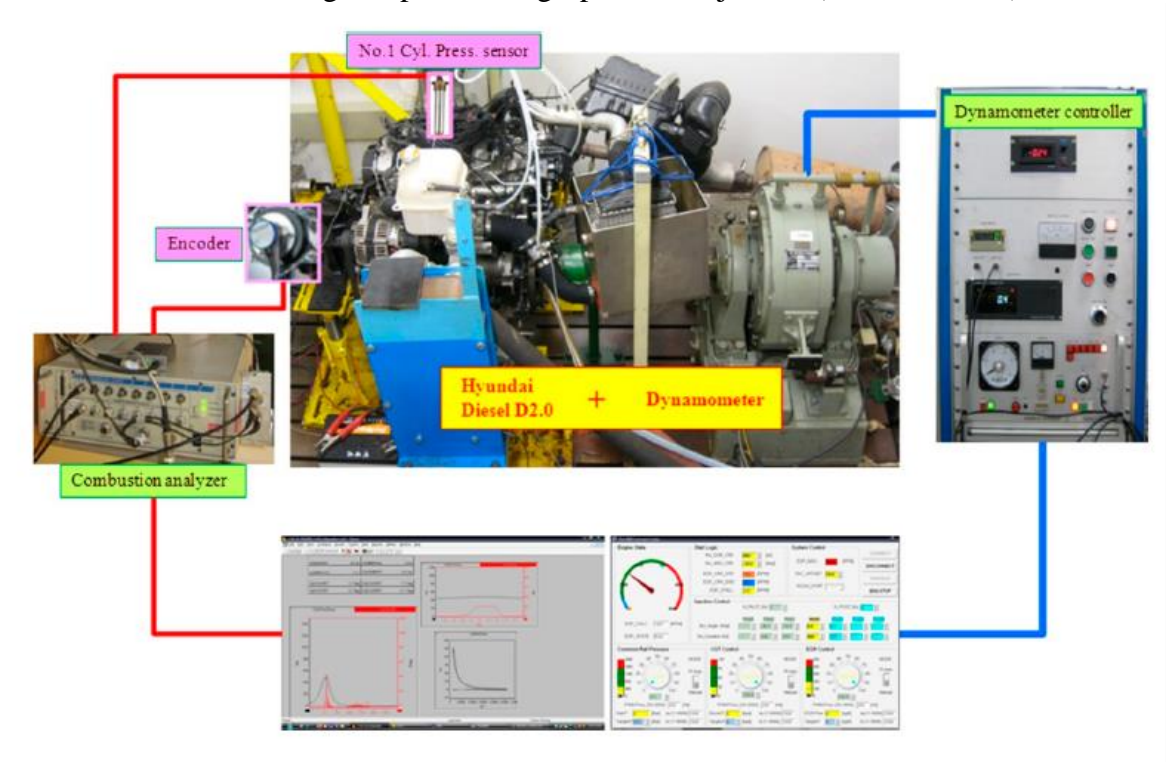


Fig. 1. Engine and engine dynamometer

To investigate the combustion and exhaust characteristics of MDO and EMDO in the engine, the rpm (1500, 2000, and 2500) and load conditions (BMEP of 3, 6, 9, and 12 bar) including the maximum torque performance interval, which are commonly used during driving, were selected.

Results and Investigations

Cylinder Pressure and Heat Release Characteristics of MDO and EMDO

Fig.s 2–4 show the results of comparing the cylinder pressure and heat release characteristics according to the engine rpm and fuel properties.

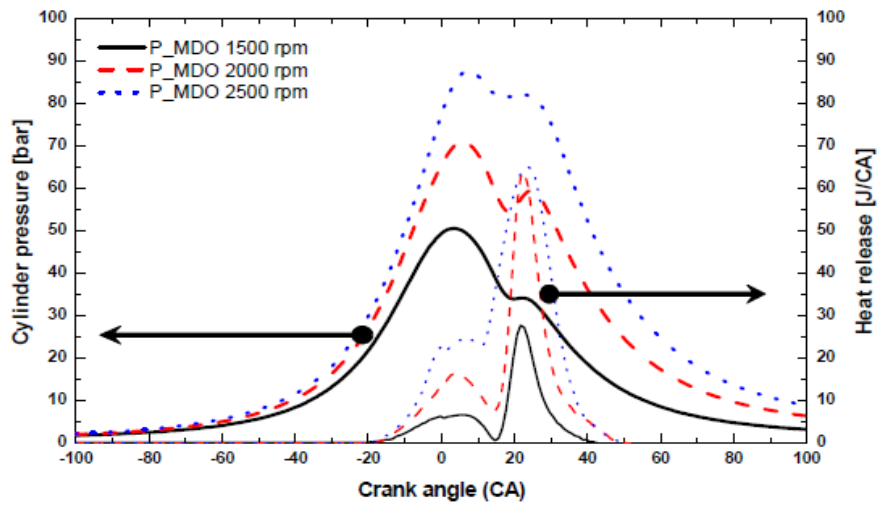


Fig. 2. Characteristics of the cylinder pressure and heat release according to rpm for marine diesel

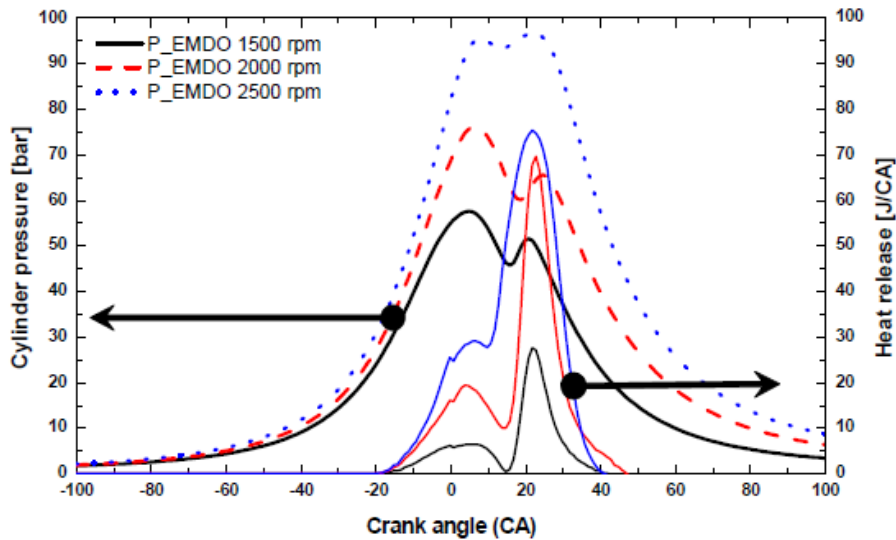


Fig. 3. Characteristics of the cylinder pressure and heat release according to rpm for emulsified marine diesel oil (EMDO).

Fig. 2 shows the results for the combustion chamber pressure and heat release rate characteristics of the MDO fuel. The results for EMDO are shown in Fig. 3. Fig. 3 shows that, in EMDO, the overall cylinder pressure increased and the heat release exhibited a sudden increase.

Comparison of Fuel Consumption Characteristics by Water Content between MDO and EMDO

Figs 4 and 5 show the pure fuel consumptions when water was either included or excluded. Fig. 4 shows the consumptions of the fuels with water. The results indicate that the consumption of EMDO increased to achieve the same output.

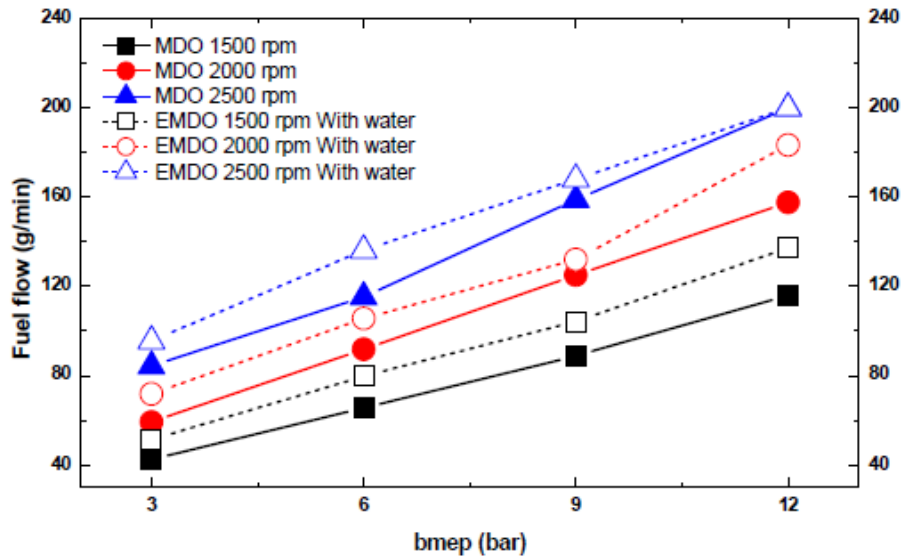


Fig. 4. Fuel consumption with marine diesel oil (MDO) and emulsified MDO (EMDO) fuels according to rpm.

However, Fig. 5 shows the results of the analysis of the fuel consumption excluding the water content, and the fuel consumption reduction characteristics are shown in Fig. 6. The results show that the pure fuel consumptions decreased by 4.4%, 8.4%, and 12.6% for 1500, 2000, and 2500 rpm, respectively.

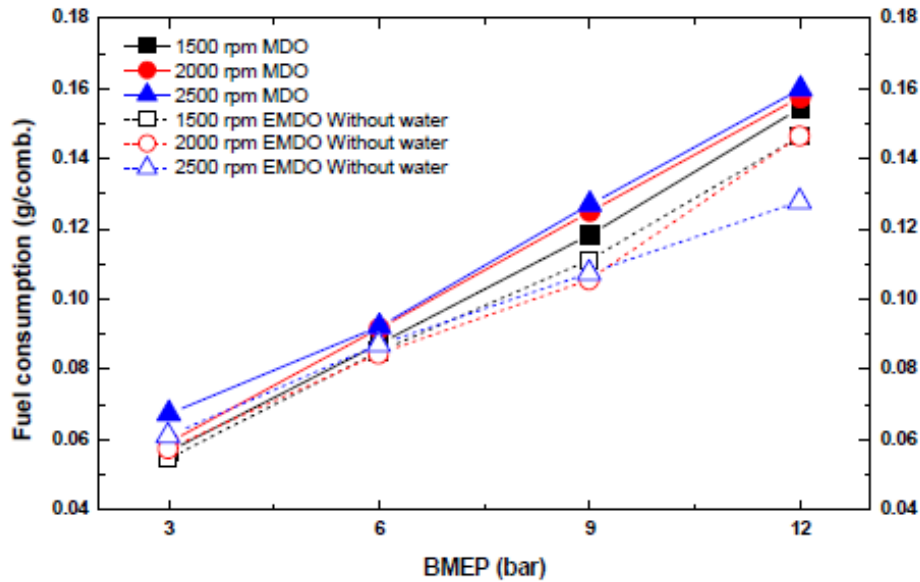


Fig. 5. Fuel consumption without water content for marine diesel oil (MDO) and emulsified MDO (EMDO) fuels according to rpm

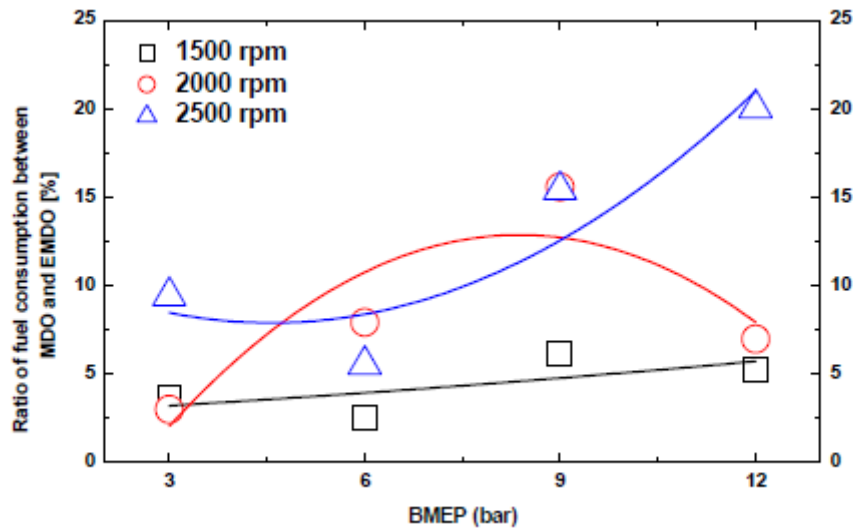


Fig. 6. Ratio of fuel consumption without water content for marine diesel oil (MDO) and emulsified MDO (EMDO) fuels according to rpm.

Combustion and Exhaust Characteristics by Water content in MDO and EMDO

Fig. 7 shows a graph the NO_x emission characteristics of MDO and EMDO under the respective experimental conditions. NO_x emissions of EMDO were reduced in all areas, and NO_x emissions of EMDO were reduced by up to 50% compared to MDO at 1500 rpm. No_x generation was suppressed owing to combustion period being shortened as a result of a decrease in the combustion temperature due to the latent heat of evaporation of water in EMDO, a reduction in the oxygen concentration in the combustion chamber due to steam, and an improvement of combustion due to micro-explosions.

As the BMEP increased, the No_x reduction rate increased. This appeared to be because No_x was reduced in the combustion chamber as the combustion temperature in the combustion chamber was reduced by the micro-explosions and latent heat of evaporation caused by the water contained in the fuel. Overall, No_x was reduced by approximately 30% on average.

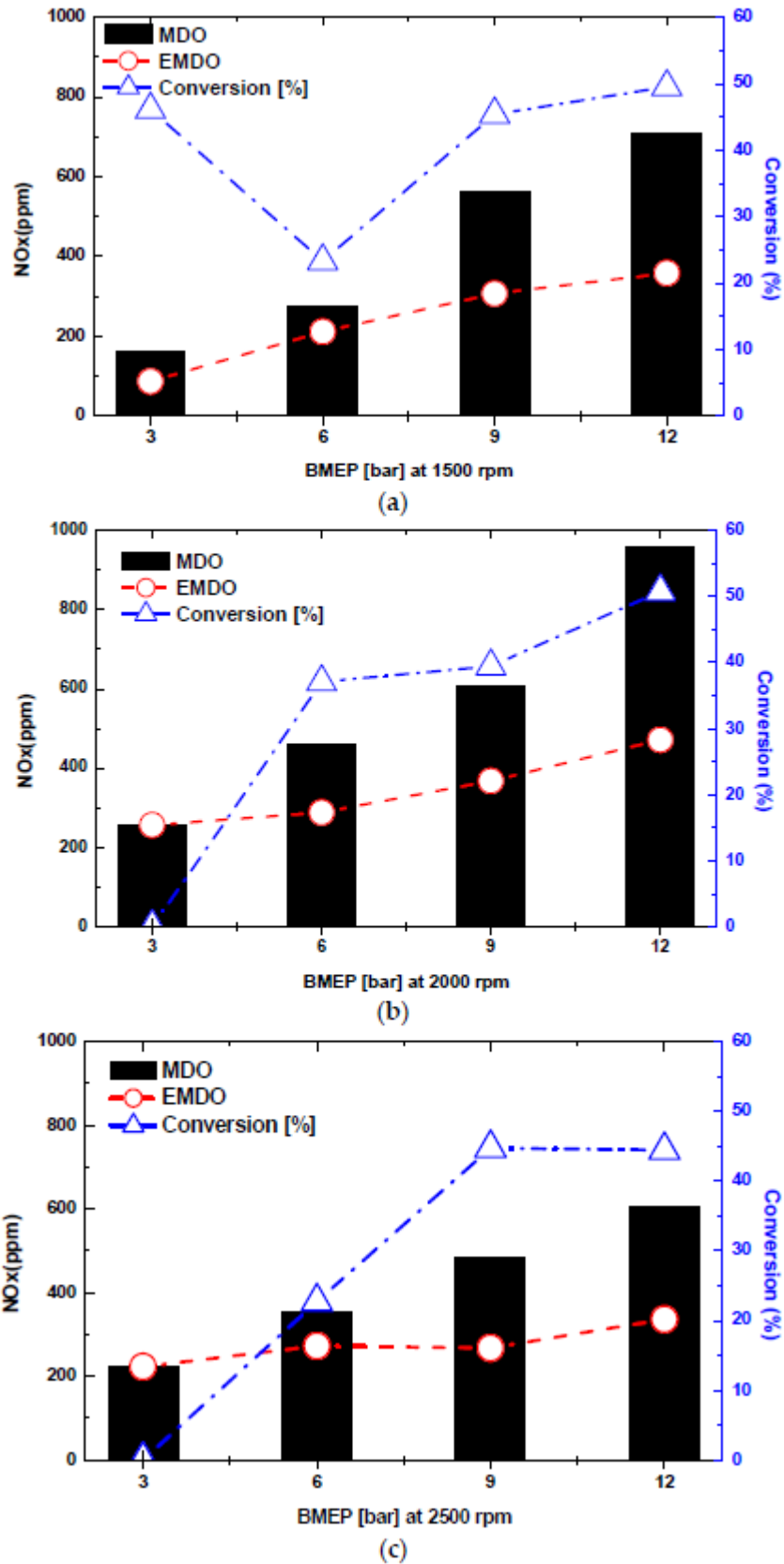


Fig. 7. Nox reduction characteristics according to rpm and brake mean effective pressure (BMEP): (a) 1500 rpm; (b) 2000 rpm; (c) 2500 rpm

4. Conclusions

1. Under 3, 6, and 9 bars at 2500 rpm, EMDO exhibited higher cylinder pressure and heat release than MDO. In the case of ignition delay, EMDO was slightly

faster than or similar to MDO. Rapid combustion reduced the combustion duration.

2. EMDO exhibited a 14% higher fuel consumption than MDO. Comparing their pure fuel consumptions when excluding the water content, EMDO showed approximately 5% less fuel consumption than MDO.

3. As a result of the experiment using EMDO and MDO according to the changes in load and rpm, the NO_x and smoke reduction rates were 30% and 80%, respectively. Over the entire load area, drastic exhaust emission reduction performance was observed. In addition, in terms of the stability of the coefficient of variation for the indicated mean effective pressures of the two fuels, a stable combustion state was observed over the entire load area, but poor characteristics were observed over the low-load area.

Reference

1. U.S. Environmental Protection Agency, Assessments and Standard Division. In-Use Testing Program for Heavy-Duty Diesel Engine and Vehicles/Technical Support Document: EPA 420-R-05-006.- U.S. Environmental Protection Agency.- Washington, DC, USA, 2005.

2. Herdzik, J. Emissions from marine engines versus IMO certification and requirements of Tier 3/ J.Herdzik// J. KONES, 2011 .-18.-p. 161–167

Димитров Д.В., Абоleshкін С.Є.

Національний університет "Одеська морська академія"

Поліпшення ефективних показників роботи суднової енергетичної установки

Постановка проблеми в загальному вигляді.

Питання вдосконалення дизелів завжди актуальні. Для судових двигунів велике значення мають показники потужності, питомої витрати палива, надійності. Однак останнім часом пріоритет віддається питанням екології. Основним екологічним параметром вважається концентрація у відпрацьованих газах оксидів азоту NO_x , причому рішення цієї проблеми виявляється особливо важким.

Питання зниження токсичності і поліпшення паливної економічності дизелів є взаємопов'язаними і взаємовиключними..

Умови зниження викидів оксидів азоту в відпрацьованих газах та питомої витрати палива протилежні, оскільки для зниження змісту NO_x необхідно знижувати максимальну температуру циклу, а для зниження питомої витрати палива підвищувати. У той же час тепловий режим багато в чому визначає теплонапруженість деталей циліндро-поршневої групи і, відповідно, надійність роботи двигунів.

Постановка завдання. Метою дослідження є вдосконалення робочого процесу двигуна з наближенням процесу згоряння до ізобарного, щоб максимально зберегти досягнутий рівень паливної економічності дизеля, домогтися скорочення викиду оксидів азоту. При цьому виконується основна вимога: впливу на робочий процес здійснюються без зміни конструкції двигуна.

Виклад основного матеріалу дослідження

Одним із засобів зниження викиду оксидів азоту з відпрацьованими газами двигуна є зниження ступеня стиснення, з метою зниження максимальної температури циклу, але зі збільшенням питомої витрати палива.

Робота сучасних дизелів здійснюється по змішаному циклі згорання, при якому пік максимальних тисків газових зусиль знаходився в районі ВМТ. Термічний ККД такого циклу становить $\eta_t = 0,548$.

З метою зменшення ступеня стиснення можна піти на невелике погіршення, порівняно з циклом змішаного згорання, термічного ККД, щоб зменшити максимальний тиск згорання.

Але цикл, наближений до ізобарного, зберігає той же недолік високі температури згорання паливо-повітряної суміші, які є головним чинником утворення оксидів азоту в відпрацьованих газах. І для того, щоб забезпечити прийнятні характеристики двигуна за викидами NO_x , необхідно прагнути до зменшення максимальних температур циклу.

В даний час прийнято вважати, що вдосконалення робочого процесу необхідно вести по шляху його наближення до ізобарного процесу (циклу Ди-

зеля), що дозволяє знизити теплові та динамічні навантаження на деталі двигуна, і при цьому кілька підняти ступінь стиснення і збільшити роботу циклу.

Зменшення викидів NO_x у відпрацьованих газах можна досягти впливом на робочий процес. До цих заходів відносяться:

- гальмування процесу згоряння палива для зменшення максимальних температур робочих газів;
- стабілізація подачі палива за рахунок усунення підвприсків палива в циліндр внаслідок високочастотних коливань в нагнітальному і відсічні паливних трубопроводах.

Гальмування процесу згоряння можна забезпечити зміною фаз газорозподілу для зменшення кута закриття клапанів, внаслідок чого зменшується продування циліндра і відбувається збільшення кількості відпрацьованих газів в циліндрі двигуна; тим самим зменшується наповнення циліндра свіжим повітрям, необхідним для згоряння палива.

Зменшення кута перекриття клапанів досягається регулюванням моментів відкриття впускного клапана і закриття випускного клапана. Впускні клапани відкриваються пізніше, а випускні закриваються раніше.

Регулюючи фази газорозподілу, можна змінювати тиск на початку стиснення, а, отже, і максимальний тиск в циліндрі.

Установкою відповідних фаз газорозподілу можна збільшити масу залишкових газів, чим досягається зниження максимальної температури циклу, так як зменшується маса свіжого заряду і, отже, підведена теплота. Внаслідок розведення суміші нейтральними продуктами згоряння також сповільнюються реакції окислення палива.

Зменшення перекриття призводить до збільшення коефіцієнта залишкових газів і зниження емісії NO_x .

Також гальмування процесу згоряння можна забезпечити зменшенням кута початку подачі палива, що дозволяє:

- зменшити швидкість наростання тиску, а отже, зменшити жорсткість роботи двигуна, яка виявляється в підвищенні рівня шуму і збільшення зношування підшипників;
- зменшити вміст оксидів азоту у відпрацьованих газах;
- зменшити температуру відпрацьованих газів, але при цьому отримати і деяке збільшення питомої витрати палива за рахунок порівняно високої температури циклу.

Висновки. Встановлено, що основним фактором, що впливає на підвищення вмісту оксидів азоту в відпрацьованих газах, є висока максимальна температура циклу.

Наближення робочого процесу дизеля до ізобарного процесу згоряння палива дозволяє підвищити ступінь стиснення двигуна з виходом максимальних навантажень нового циклу до рівня базового двигуна. При цьому зменшується питома витрата палива при незначному збільшенні емісії оксидів азоту в відпрацьованих газах двигуна.

Удосконалення робочого процесу дизеля здійснюється за рахунок «первинних заходів» по двигуну, які включають в себе: зменшення кута початку подачі палива, зміна фаз газорозподілу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Завлин М.Я. Влияние давления впрыскивания топлива на смесеобразование и характеристику выделения тепла в дизеле с непосредственным впрыскиванием // Двигателестроение. - 1991. - №8-9. - с. 24 - 27.
2. Кульчицкий А.Р. К вопросу о расчетном определении эмиссии частиц с отработавшими газами дизелей // Двигателестроение. - 2000. - №1.-с. 31-38.
3. Ложкин В.Н., Сафиуллин Р.Н., Шнайдер М.А. Комплексное совершенствование рабочих процессов дизелей для улучшения экономических и экологических характеристик // Двигателестроение.-2006. - №3. - с.43-47.
4. Мельник Г.В. Технологии снижения выбросов и ресурсосбережения в двигателестроении // Двигателестроение. - 2011.- №2. - с. 45 - 46.
5. Новиков Л.А. Новые технологии для достижения перспективных норм вредных выбросов дизелей // Двигателестроение. -2009. - №2. - с. 58 - 59.
6. Файнлейб Б.Н., Гинзбург А.М., Волков В.И. Оптимизация угла начала впрыска в дизелях // Двигателестроение. - 1981. - №2. - с. 16-18.
7. Янкевич Н.С., Климук А.С., Кравчук Л.С. Снижение содержания вредных примесей в отработавших газах ДВС // Двигателестроение. - 2004. -№1.-с.35-37.

Підвищення ефективності газообміну судових дизелів

Надійна та економічна робота двигуна може бути забезпечена за умови нормального функціонування всіх його вузлів і агрегатів. Газообмін у дизелях визначальним чином впливає на робочий процес дизеля, забезпечуючи його необхідною кількістю свіжого повітря і відводячи відпрацьовані гази.

Збільшення потужності надувного агрегату істотне значення має також конструкція повітряного тракту від турбокомпресора до циліндра, газовідвідного тракту після турбіни, де відбуваються істотні втрати через їх недосконалість.

Актуальне поліпшення ресурсних, економічних і екологічних показників судових дизельних установок працюючих в умовах противотиску за рахунок науково обґрунтованого вдосконалювання схем газообміну, паливоподачі, впровадження нових режимних і конструктивних розв'язків роботи сучасних СЕУ. Сучасні ДВЗ доповнюється теплоутилізаційним контуром, до складу якого входить перетворювач теплової енергії газів, що відробили, наприклад, утилізаційний паровий або водогрійний котел, генератор утилізаційної абсорбційної холодильної машини.

Залежно від ступеня утилізації теплоти кожний перетворювач має конкретний аеродинамічний опір, який створює підвищений тиск на випуску дизеля. Це підвищення впливає на експлуатаційні характеристики двигуна.

Зміна опору при збереженні циклової подачі палива приводить до зміни параметрів робочого тіла по всьому газоповітряному тракту дизеля. При цьому, насамперед міняється відносної потужності турбіни (компресора) і коефіцієнта залишкових газів (рис.1).

Зменшення потужності головного двигуна приводить до зниження швидкості судна й, відповідно, його рентабельності. Для збереження швидкості судна потрібне збільшення потужності двигуна до розрахункового значення, на що затрачається додаткова кількість палива. Збільшення годинної витрати палива ΔB наведено на рис.2.

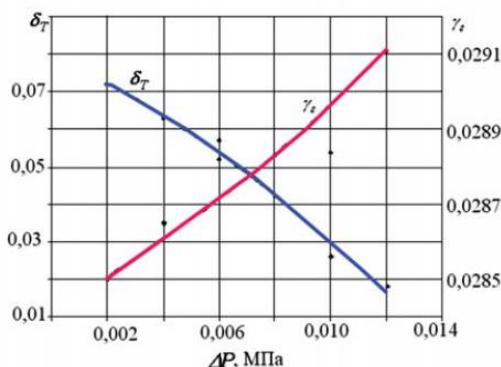


Рис.1 Залежності відносної потужності турбіни (компресора) і коефіцієнта залишкових газів від зміни опору випускного тракту

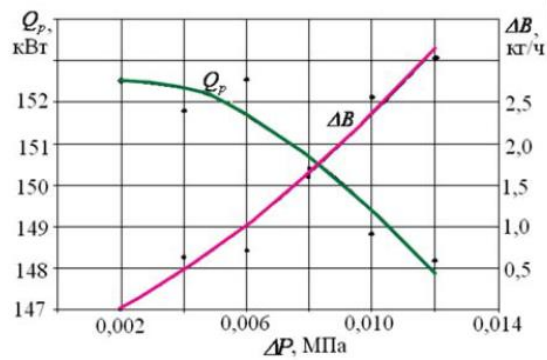


Рис.2 Залежності резерву утилізації й годинної витрати палива від зміни опору на випуску

У результаті проведених досліджень виявлене, що підвищення опору на випуску дизеля впливає на експлуатаційні параметри, підвищує тепло напруженість двигуна, при цьому зменшуються потужність і ККД.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Возницкий И.В. Современные судовые среднеоборотные двигатели. / Возницкий И.В. – С-Пб.: Моркнига, 2006. – 140 с.
2. Беляев И. Г. Эксплуатация судовых утилизационных установок / И. Г. Беляев. — М. : Транспорт, 1987. — 175 с.
3. Конюков В. Л. Оптимизационные исследования утилизационного котла малого промыслового судна / В. Л. Конюков, Е. В. Богатырева // Рыбное хозяйство Украины. – 2011. – №5 (76). – С. 33-36.
4. Лебедев О. Н. Двигатели внутреннего сгорания речных судов : Учебник для вузов / О. Н. Лебедев, В. А. Сомов, С. А. Калашников. — М. : Транспорт, 1990. — 219 с.

Підвищення ефективності роботи систем смазки суднових дизелів

Безвідмовна робота більшості суднових технічних засобів залежить від якості застосовуваних масел, режимів роботи масляних систем.

Відзначається деструктивний вплив води, вологи, твердих включень і на якісні показники масел. У значній мірі від ефективності роботи масляних систем залежить обсяг і вартість ремонту суднових технічних засобів. Необхідність забезпечення безвідмовної роботи масляних систем і підвищення їхньої експлуатаційної ефективності вимагає рішення важливого завдання, що полягає в розробці методів і приладів безперервного контролю якості масла й методів його долива.

Анализ смазочних систем СДВЗ виявил багатообразие применяемых в них способов очистки масла.

У той же час саме маслоочисники впливають як на формування функції розподілу часток зношування в моторному маслі мастильної системи дизеля, так і на кінцеве значення концентрації продуктів зношування в ньому.

Значний вплив на працездатність деталей ЦПГ крейцкопфних дизелів виявляють параметри застосовуваного циліндрового масла

Необхідна розробка моделі, по якій можна було б визначити оптимальні параметри циліндрового масла для досягнення найбільшого техніко-економічного ефекту.

Виконана статистична ідентифікація технічного стану деталей ЦПГ по змісту продуктів зношування у відпрацьованому циліндром маслі (ВЦМ) дозволяє перейти до розв'язку практичних завдань забезпечення безпечної й ефективної експлуатації суднових дизелів, ґрунтуючись на даних трибомоніторингу.

На рис.1 наведені дані трибомоніторингу для різних крейцкопфних дизелів.

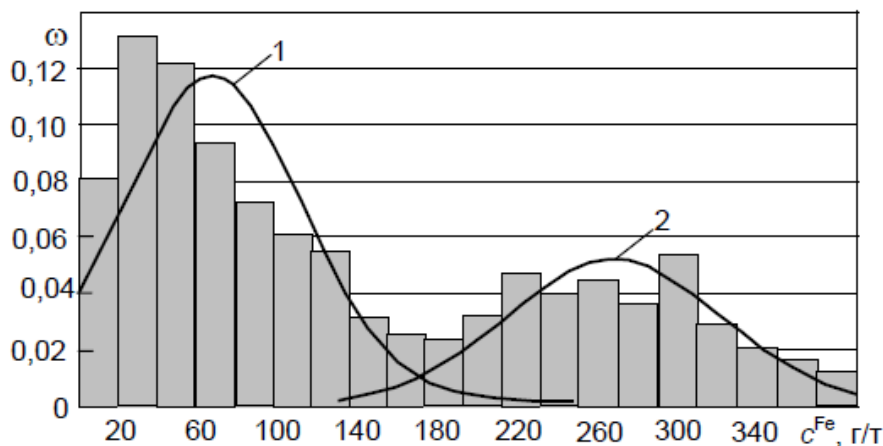


Рис. 1 Гистограма розподілу концентрації Fe у пробах ВЦМ крейцкопфних дизелів і їх апроксимація нормальним законом розподілу: 1 – справне ТС; 2 – несправне ТС

Виконані дослідження дозволяють зробити вивід про те, що прогнозування залишкового ресурсу деталей ЦПГ на підставі трибо моніторингу ВЦМ не представляється можливим, тому що протягом усього періоду, що встановився зношування тріад тертя кореляційний взаємозв'язок між змістом продуктів зношування у ВЦМ і наробітком деталей відсутній. Однак при досягненні зазорів у парах тертя, близьких до граничних, кореляційний зв'язок між змістом продуктів зношування у відпрацьованому циліндровому маслі і наробітком деталей різко зростає, що дозволяє однозначно розпізнати технічний стан деталей ЦПГ.

Актуальні питання впливу режимів долива на ефективність експлуатації суднових дизелів. Так, при досягненні маслом певного рівня наробітку додатковий доливи не тільки реально не поліпшують фізико-хімічні показники масла, але й сприяють посиленню процесу зношування деталей двигуна.

Компенсація природнього збитку масла (витрата на вигар, протечки і т.д.) із системи змащення дизеля здійснюється при цьому численними залповими доливками свіжого масла. Однак змішання свіжого й працюючого масла може привести до порушення стійкості дисперсної фази забруднень і викликати не тільки зниження терміну служби моторного масла, але й збільшення грязьового навантаження на фільтруючі елементи маслоочистителів, інтенсивне нагаро- і лакоутвір, збільшення швидкості зношування підшипників і деталей ЦПГ.

Аналіз отриманих даних підтверджує результати раніше проведених досліджень про неоднозначний вплив долива на дисперсність продуктів забруднення моторного масла.

Розроблена методика вибору раціонального режиму, що базується на отриманих розрахункових залежностях і моделях. Її основу становить номограма (рис. 2).

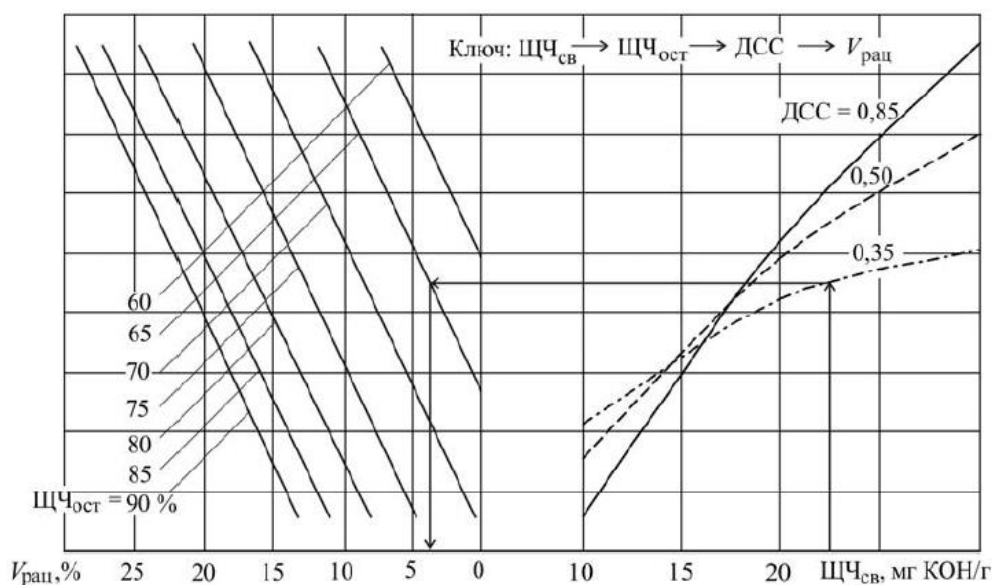


Рис. 2 Номограма визначення раціонального режиму долива

Використовуючи лабораторні методи експрес-аналізу, необхідно оцінити стан моторного масла і за допомогою номограм визначити раціональний обсяг порції, що доливається, свіжого масла, не здатний порушити стійкість дисперсної фази забруднень і викликати негативний вплив на технічний стан дизеля.

ЛІТЕРАТУРА

1. Надежкин, А.В. Подходы и критерии для обеспечения безопасной и эффективной эксплуатации судовых крейцкопфных дизелей по параметрам отработанного цилиндрического масла / А.В. Надежкин, В.Н. Даничкин, А.В. Безвербный // Судостроение. – 2011. – № 2. – С. 30–33.
2. Надежкин, А.В. Оптимизация режимов сепарирования моторного масла в судовых дизелях методами вариационного исчисления / Г.П. Кича, А.В. Надежкин, Н.К. Пак // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2011. – № 1. – С. 112–116.
3. Кича Г.П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях. – Владивосток: Мор. гос. ун-т., 2011. – 372 с.
4. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. – СПб.: Моркнига, 2007. – 135 с.
5. Захаров Г.В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. – М.: Транслит, 2009. – 256 с.

Кириллов В.Ю., Голіков В.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

Дослідження процесу дегазації при морських перевезеннях хімічно-небезпечних речовин наливом

Відомо, що термін «дегазація» означає процес видалення або знешкодження (знищення, нейтралізацію) шкідливих газів, отруйних речовин, аналогічно «деаерація», тобто: видалення з рідини (зокрема з води) розчинених в ній газів (кисню вуглекислоти, тощо) направлена на запобігання стінок металевих виробів (вузлів, деталей, агрегатів тощо) від корозії (роз'їдання).

Під час морських та річкових перевезень хімічних-небезпечних і шкідливих речовин суднами діє ГЛАВА VII конвенції Міжнародної морської організації ММО «СОЛАС»- Міжнародної конвенції «По охороні морського життя на морі» (1974) Глава VII. Перевезення небезпечних вантажів складається з трьох частин. Частина А - перевезення небезпечних вантажів в упаковці і наливом.

Частина Б - конструкція і обладнання суден, що перевозить перевозять небезпечні хімічні вантажі наливом.

Частина С - конвенція і обладнання суден, що перевозять зріджені гази наливом.

В основу глави покладені вимоги Міжнародного кодексу морських перевезень небезпечних вантажів МОПОГ(IMDG), а також вимоги розділів Кодекса безпечного перевезення навалочних вантажів - BC Code (Резолюція А.434 (XII)).

Досвід практичного перевезення нафтопродуктів та зрідженого газу вказує на необхідність безпосереднього контролю за складом природної атмосфери, атмосфери судна та атмосфери службових та житлих приміщень.

Тому «запитом практики» досліджень на дослідження процесу дегазації виходять технології технологічне забезпечення відповідних логістичних систем, високий рівень організації їх технічної експлуатації, науково обґрунтованих технологічний режим транспорту нафтопродуктів, хімічних матеріалів та речовин або зрідженого газу, а також модернізації спеціальних засобів суднової енергетичної установки (СЕУ).

Об'єктом дослідження стали вантажні танки спеціалізованого судна.

Предметом дослідження став процес дегазації вантажних танків за часом, починаючи з прийому на борт судна небезпечного вантажу, його подальшого транспортування, визначення та зміни.

Мета дослідження полягає у розробці оптимальної науково обґрунтованої методики дегазації та забезпеченню складу природної атмосфери, атмосфери судна та службових і житлових приміщень на рівні менше нормальних.

Робочих гіпотеза дослідження полягає у можливості максимальної ізоляції небезпечних речовин в мінімальному об'ємі з неперервною його дегазації шляхом абсорбції забортною водою.

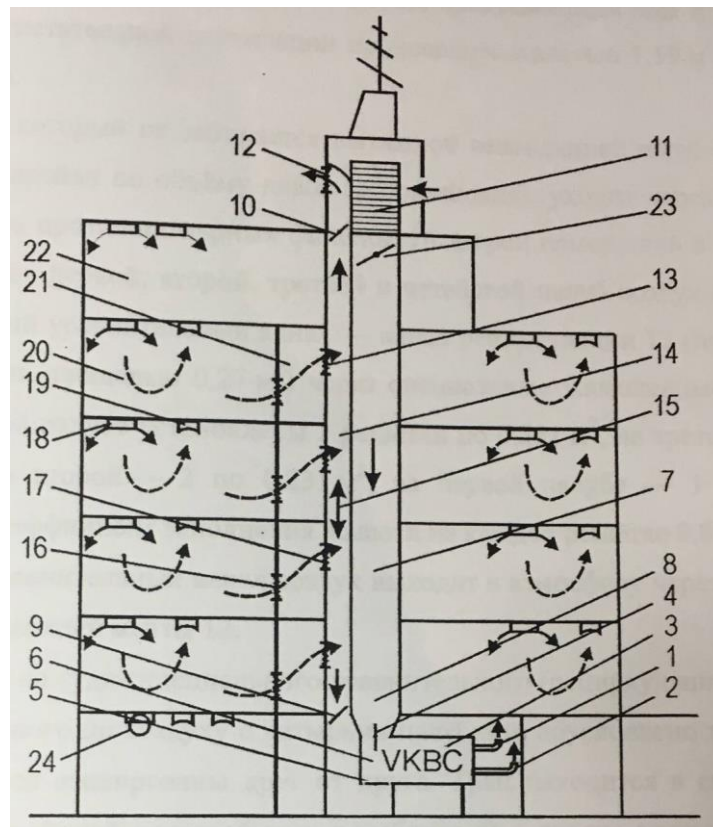
Головне завдання дослідження має намір розробити систему автоматичний дегазації повітря від хімічно небезпечних забруднювачів які містять наступні елементи: форсуночну камеру, об'єм для помешкання з при точно-вентиляційну вентиляцією та прибор для заміру концентрації забруднювача атмосфери.

Для вирішення головної задачі була здійснена її декомпозиція та три допоміжних:

- Дослідження процесу абсорбції газу забортного водою;
- Дослідження роботи форсуночної камери та визначення її статичних характеристик;
- Дослідження динамічних характеристик фільтруючого пристрою.

Задачі вирішувалися Системний методом з використанням законів технічної термодинаміка теплопередачі та теплотехніка [1].

Об'єктом дослідження стало житлова надбудова танкера-газовоза (малюнок 1).

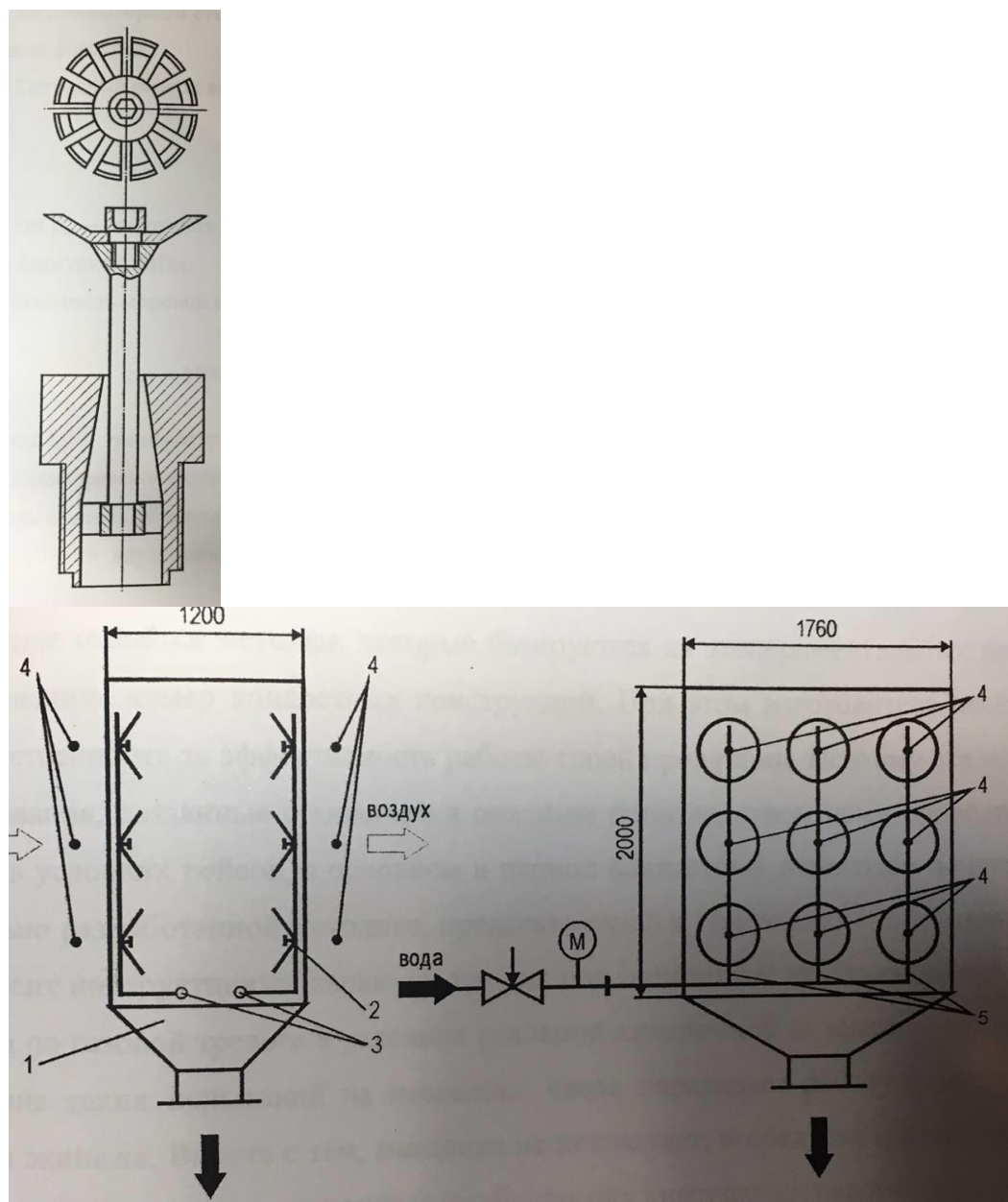


Малюнок 2 Схема руху повітря в житловій надбудові газовоза [2]/

Позначення: 1, 2 - повітропроводи на виході кондиціонера; 3 - центральні кондиціонери ВКВ; 4 - 6 - система рукояток і заслінок повітроводів зовнішнього та рециркуляційного повітря; 7, 8-шахта і канал зовнішнього (свіжого) повітря; 9, 10-верхня та нижня заслінки зрівняльного; 11-повітря хозаборник зовнішнього повітря; 12, 13-вихідна та палубна решітки зрівняльного каналу; 14, 15-повітря рециркуляційного та зрівняльного каналів; 16, 17-дверні решітки і потік повітря приміщень, що йде; 18 каютний повітророзподільник; 19 — повітрозабірник витяжної вентиляції; 20-22 - приміщення, коридори та ходи-

вий місток; 23 заслінка аварійного закриття шахти зовнішнього повітря; 24 - зрівняльний канал природної вентиляції головної палуби.

Методика розрахунку абсорбційного апарату базується на рівнянні матеріального балансу для обраного елементарного малого об'єму абсорбційного апарату (малюнок 2) при проходженні через нього забрудненого повітря за одиницю часу. Завдяки чому встановлюється рівноважний взаємозв'язок між конструкцією забруднювача повітря, властивостями речовини, що обмінюються масами та конструкцію абсорбера.



Малюнок 2 - зовнішній вигляд дослідницького зразка однокаскадного фільтруючого пристрою (малюнок 2.1) та вісьовою форсунки (малюнок 2.2)

Позначення: 1 корпус; 2 - осьова форсунка; 3 - підведення води до стійок; 4 - місця розташування форсунок та точки виміру концентрації аміаку в повітряному потоці; 5 - форсуночні стійки; М-манометр.

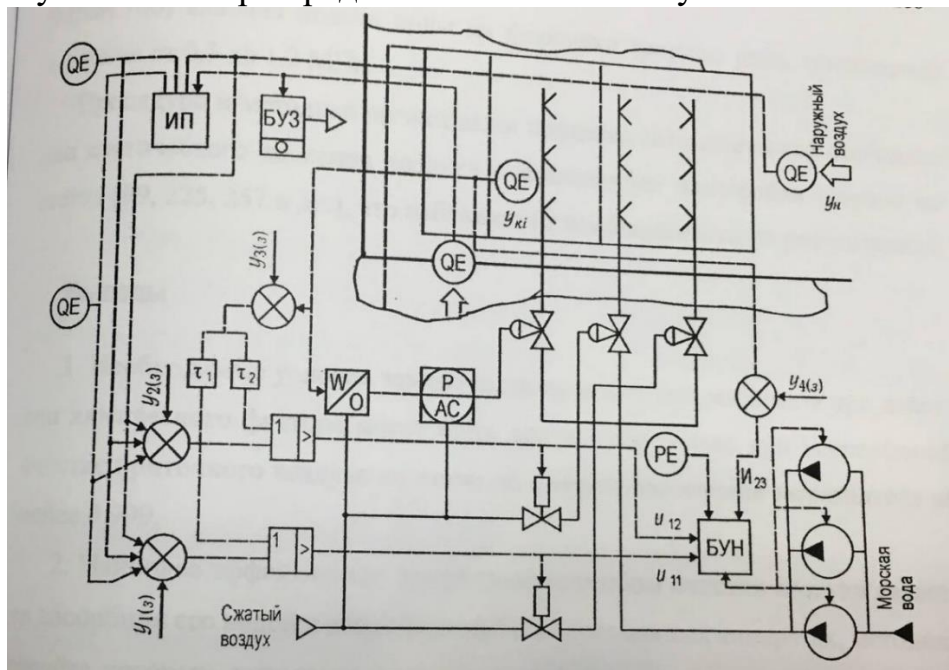
Були також отримані гідроаеродинамічні характеристики фільтруючого пристрою при протivotоці та прямотоці при абсорбції шкідливого газу в табличній та аналітичній формах. Максимальна похибка апроксимації за методом найменших квадратів склала 5%.

При вирішенні головної задачі дослідження оцінка ефективності процесів в тепломасообміні в політропних процесах визначалась за коефіцієнтом ефективності для повного теплообміну E і універсальному коефіцієнтом E' .

Для камери, що досліджується, виявлена лінійна залежність між E та E' та тиском перед форсунками P_f . Встановлено, що масообмін визначається $E(E') = f(P_f, \cos \alpha_1, \cos \alpha_2)$, де α_1 , та α_2 - кути форсунки води в вісьовій форсунці.

Сконструйований та виготовлений трьохкаскадний форсуночний пристрій забезпечує ступінь витягнення забруднювача не нижче 0,9999.

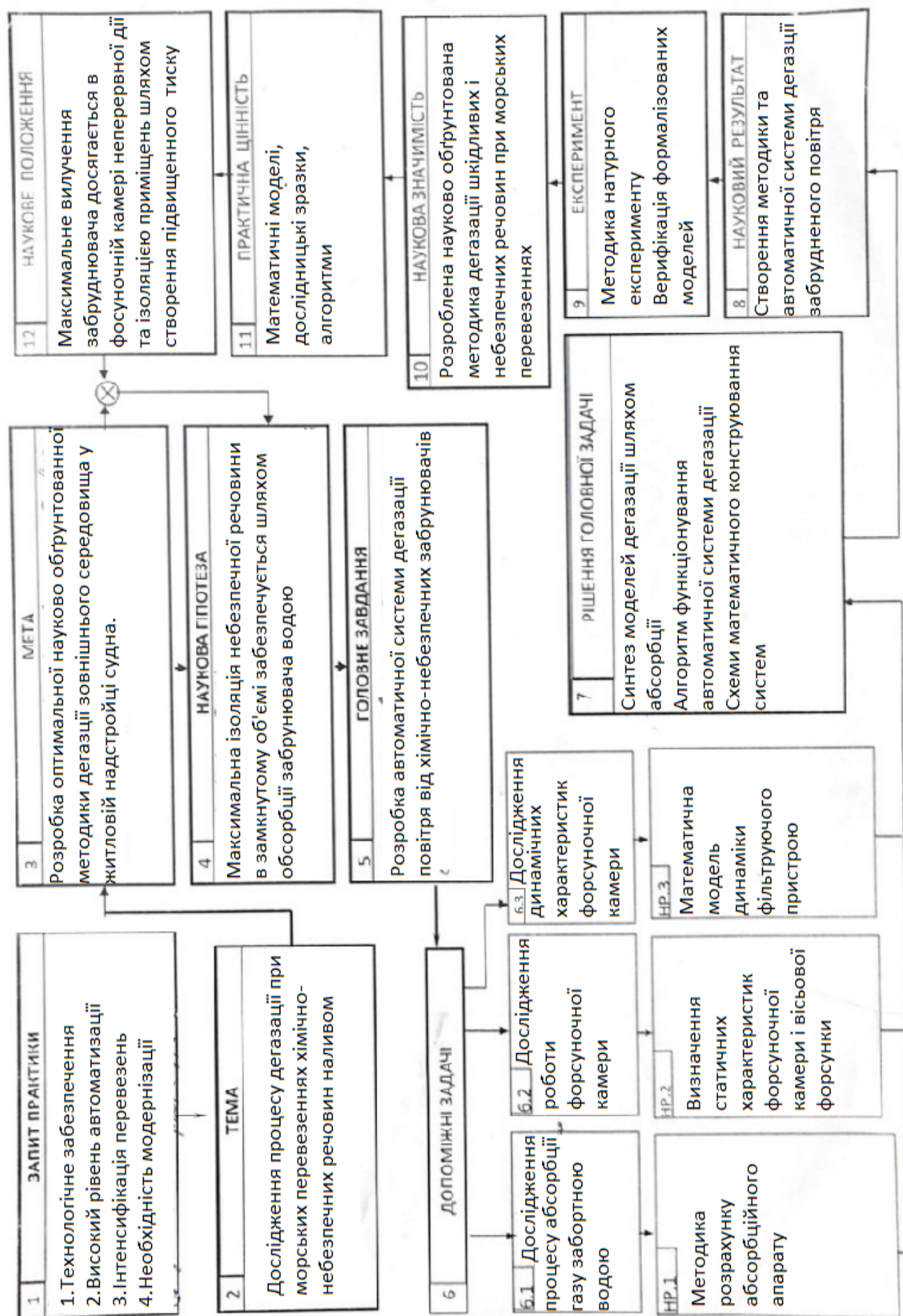
Створений алгоритм функціонування, блоку упередження, а принципова схема автоматичної системи регулювання (АСР) газового складу системи Кондиціонування повітря представлена на малюнку 3.



Малюнок 3 . Принципова схема АСР газового складу системи кондиціонування повітря

Позначення : КП - вимірювальний прилад; БУЗ – блок управління заслонкою ; БУН блок управління насосами; QE - газоаналізатори PE - датчик тиску; W/O – електропневмоперетворювач ; τ_1 , τ_2 – таймери.

Технологічна карта дослідження представлена на малюнку 4. [3]:



Малюнок 4. Технологічна карта наукового дослідження

Заключення

Ефективність вилучення забруднювачами атмосфери на рівні 0,999 досягається шляхом абсорбції його заборотною водою, яка знаходиться під тиском більш ніж 1Мпа (13...15ата) та створення надлишкового тиску в замкнутому об'ємі для ізоляції повітря надбудови судна під час руху.

Список використаних джерел

1. Арнольд Л.В. , Михайловський Г.А. Сельвестров В.М. Технічна термодинаміка і теплопередача: підручник - М. : Вища школа, 1979-446с.

2. Голіков В.А. Підвищення ефективності і оптимізація систем суднового мікроклімату / дисертація на здобування доктора технічних наук, спец.05.08.05. – Одеса: ОГМА (НУ «ОМА»),2000 – 408с .

3. Голіков В.А., Голіков В.В., Онищенко О.А., Використання технологій науки у дослідженнях морського та внутрішнього водного транспорту // Водний транспорт : збірн.наук.праць ДУІТ.-К.:ДУІТ, 2022.-вип 1 (35).-162с.

Інтенсифікація роботи суднового аварійного високообертового дизель-генератора шляхом модернізації його системи охолодження

Інтенсифікація роботи теплових двигунів проходить по законам технічної термодинаміки, а їх модернізація пов'язана з теорією теплопередачі, які разом представляють теоретичні основи теплотехніки, [1,2,3].

Основним завданням вищевказаних наук залишається дослідження закономірностей перетворення теплоти в роботу, а також умов, при яких ці процеси здійснюються найбільш ефективно.

Теплотехнічні споруди (комплекси, агрегати, пристрої, апарати), використовуючи закони збереження і перетворення енергії, будуються для організації регулярного зв'язку між тепловим двигуном і навколишнім середовищем.

Тому розв'язання «конфлікту» між рухом і навколишнім середовищем як об'єктом аналізу, що протиставляється усім іншим тілам, стає актуальним.

В основу логічного апарату дослідження теплових двигунів покладені два постулати:

-«Енергія ізольованої системи при усіх змінах цієї системи зберігає незмінне значення» (перший початок термодинаміки);

-«В кожному контрольованому процесі сума ентропії усіх тіл, які беруть участь в процесі, збільшується» (другий початок термодинаміки), [1].

Математичний апарат методу дослідження теплових двигунів у найпростішій формі представлений термічним ККД - $\eta_t = 1 - T_2/T_1$, де T_1 -абсолютна температура підводу теплоти, °K, T_2 -абсолютна температура відводу теплоти, згідно якому η_t збільшується з ростом T_1 і падінням T_2 , а η_t зменшується при падінні T_1 і ростом T_2 . Діапазон застосування середніх абсолютних температур $T_2 \leq T_1 \leq T_{з.с.}$, $T_{з.с.} \leq T_2 \leq T_1$ або $T_{н.с.} \leq T_2 \leq T_1$ °K, де $T_{з.с.}$ -абсолютна температура зовнішнього середовища.

Метою дослідження є підвищення термічного ККД суднового аварійного дизель-генератора (АДГ) «John Deer 4045TFM75» потужністю 50 кВт, який працює в обмежених умовах охолодження навчального машинного відділення кафедри технічної експлуатації флоту Навчально-наукового інституту інженерії ННІ (рис 1).



Рисунок 1 – Зовнішній вигляд АДГ «John Deere 4045TFM75» та елементів системи охолодження.

Об'єктом дослідження стала система охолодження з наступними елементами: двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) потужністю 60 кВт при частоті обертання 1500 хв^{-1} (20 с^{-1}), циркуляційний нагнітач, розширювальна цистерна та відповідні трубопроводи.

Предметом дослідження стали термодинамічні процеси, які проходять в прісній воді, рухаючись по радіатору з вентилятором, встановленим на ДВЗ перед розширювальною цистерною.

Технологічна карта системного дослідження, [2] представлена на рисунку 2, згідно якої вирішувалось три допоміжні і одна головна задача, (рис. 2).

Головна задача дослідження-зниження температури рідини зовнішнього контуру охолодження до припустимих досліджень системи за умов енергетичної замкнутості генератора.

Допоміжні завдання:

- аналіз математичних моделей статичних процесів системи охолодження;
- аналіз динамічних процесів динамічних моделей систем охолодження АДГ;
- вибір конструктивних параметрів систем охолодження ДВЗ;

Рішення завдань дослідження здійснено із застосуванням системного підходу методом розрахунку, логістики та експерименту, а в схему рис. 1 для забезпечення ефекту охолодження додатково включені радіатор з вентилятором (рис. 3)

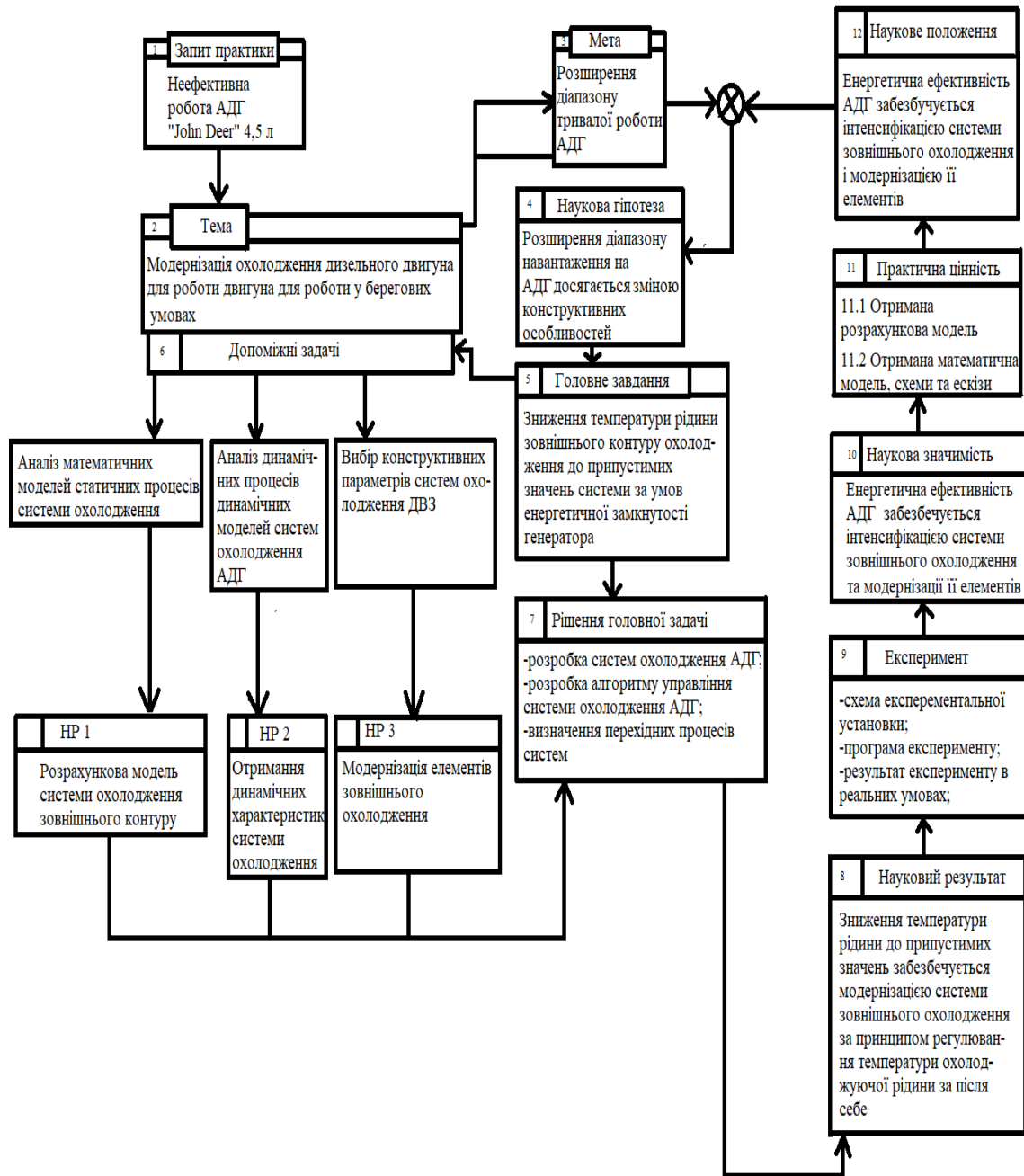


Рисунок 2. Технологічна карта системного дослідження на тему: «Модернізація системи охолодження дизельного двигуна для роботи у берегових умовах».

В результаті вирішення вказаних задач були отримані наступні **наукові результати**:

- розрахункова модель системи охолодження зовнішнього контуру;
- динамічні характеристики системи охолодження;
- характеристики елементів додаткового зовнішнього охолодження;

Верифікація результатів дослідження проводилася на стенді встановленому на кафедрі технічної експлуатації флоту по спеціально розробленій програмі, [3].



Рисунок 3 – Зовнішній вигляд додаткового радіатора з вентилятором
ЗАКЛЮЧЕННЯ

Наукова значимість дослідження полягає в тому, що енергетична ефективність забезпечується інтенсифікацією системи зовнішнього охолодження та модернізацією її елементів.

Практична цінність дослідження містить конструктивні особливості додаткових елементів охолодження, логістичні побудови і математичні розрахунки.

Наукове положення дослідження сформульовано наступним чином: енергетична цінність АДГ забезпечується згідно законів термодинаміки ін-

тенсифікацією системи зовнішнього охолодження та врахуванням теоретичних основ теплотехніки з подальшою модернізацією її елементів, згідно теорії теплопередачі.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ:

1. Арнольд Л.В., Михайловський Г.А., Селівестров В.М. Технічна термодинаміка і теплопередача: підручник -М: Вища школа, 1979.-446 с..;
2. Голіков В.А, Голіков В.В., Онищенко О.О. Використання технологій методології науки у дослідженнях людського та внутрішнього водного транспорту/В.А. Голіков, В.В. Голіков, О.О. Онищенко//Водний транспорт . Судноводіння та енергетика суден: зб. Наукових праць ДУІТ.-К: ДУІТ, 2022-С.5-14;
3. Розвиток суднової теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології: монографія/Букарос А.Ю., Волянська Я.Б., Волянський С.М. та ін.: за наук ред.. В.А. Голікова та Онищенка.-Миколаїв: Іліон, 2022-396 с.

Жежера К.В., Голюков В.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

Поліпшення процесів в термоакустичних машинах з імпульсними двонаправленими турбінами

Дослідження стосується підвищенню ефективності використання остаточного енергетичного потенціалу теплових двигунів, зокрема імпульсних двонаправлених газових турбин, та зменшення токсичних викидів відпарцьованих газів шляхом організації перетворення енергії в термоакустичних системах утилізації низькопотенційної теплоти суднових енергетичних установок (СЕУ).

Запит практики на розробку та впровадження нових науково обґрунтованих технічних рішень та технологій використання низькопотенційної скидної теплоти СЕУ для термодинамічних перетворень теплової енергії палива в механічну та електричну енергію актуальним ще з часів творчості І.Ньютона (1643-1727), Л.Н. Карно (1753-1823), М. Ранкена (1820-1878) та Р.Дизеля (1858-1913).

На теперішній час підвищення ККД. СЕУ за рахунок утилізації теплоти вихлопних газів теплових двигунів дійшло до апогея, особливо для малооборотних двигунів побудованих на циклі Ранкена (Ранкена). Отже, для сьогодення існує велика потреба у створенні принципово нових установок по використанню низько температурного потенційного тепла.

Виходом з такої «кризової ситуації» є запропонована енергоустановка з термоакустичною системою використання скидної теплової енергії (рис.1)

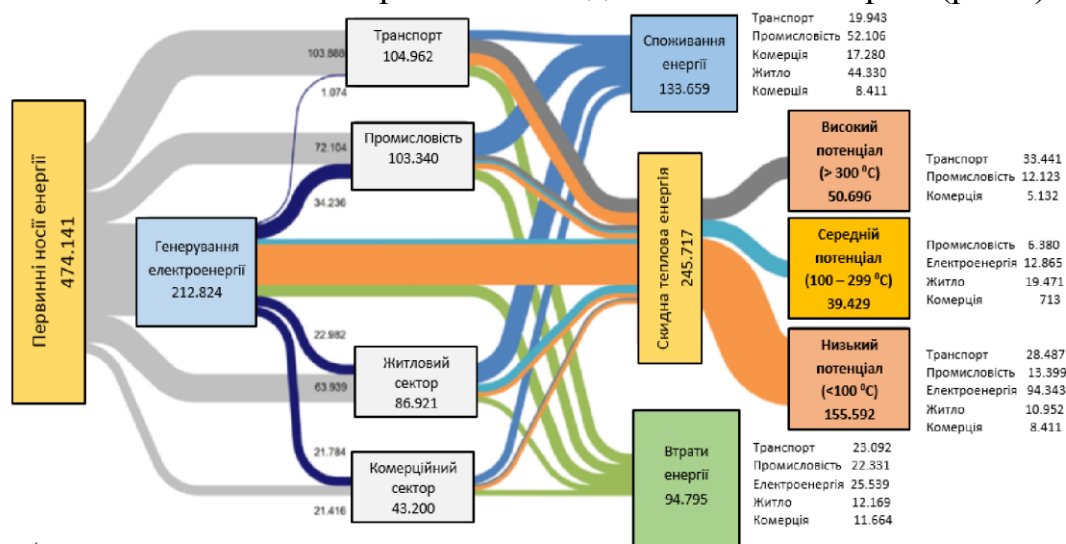


Рис.1 – Схема СЕУ з термоакустичною системою енергозбереження [1]

Метою дослідження стало подальше вдосконалення СЕУ для утилізації низькопотенційної теплоти і перетворення її в акутичну енергію та енергію для електроприводу.

Робоча наукова гіпотеза, яка лягла в основу дослідження, полягає в тому, що процес претворення тепла в механічну роботу може досягатися теплообміном з фазовим переходом для забезпечення однорідного температурного поля теплоносія по фронту матриці термоакустичного двигуна та перетворенням коливального руху газу в однонаправлений обертальний рух електричного привода від турбини двонаправленої дії.

Об'єкт дослідження представлений процесами енергоперетворення в СЕУ.

Предмет дослідження визначений закономірностями і параметрами енергетичних процесів в СЕУ.

Головним завданням дослідження є покращення процесів в термоакустичних машинах з імпульсними двонаправленими машинами

Допоміжні завдання:

- обґрунтування напрямків зниження масогаборітних показників термоакустичних турбінних двигунів;
- покращення характеристики термоакустичного двігуна шляхом моделювання процесів в його елементах;
- аналіз впливу вторинних течій на характеристики імпульсної двонаправленої турбіни.

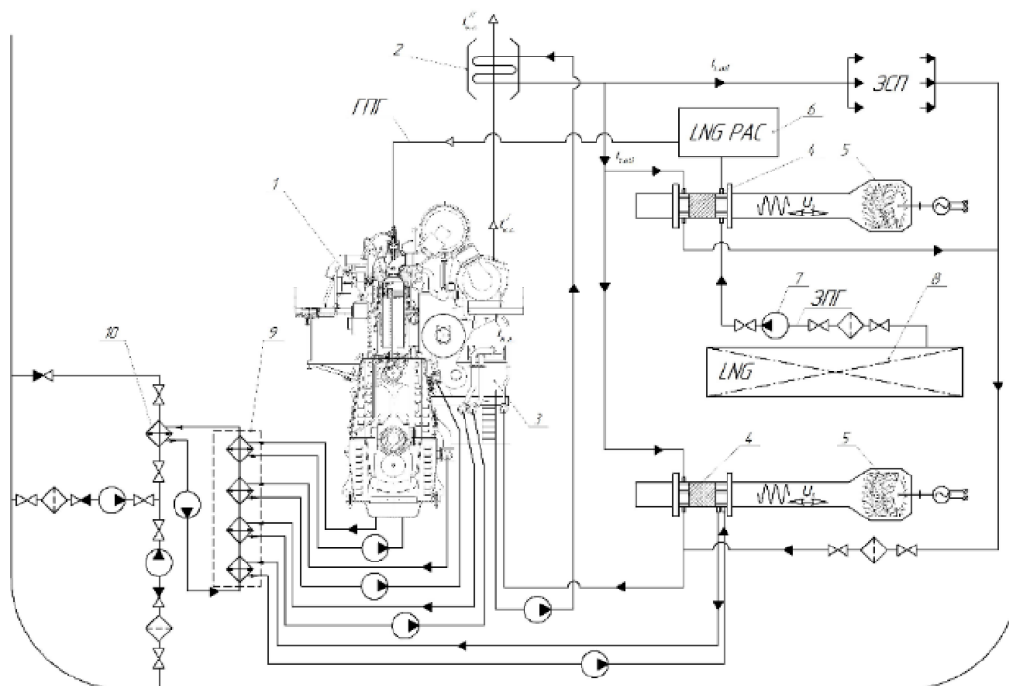


Рис. 2 - Принципова схема утилізації ВЕР суднової енергетичної установки

Завдання дослідження вирішувалися системою з використанням методів аналізу і синтезу, мислення, розрахунку та експерименту [12]. Так, системний аналіз застосований для прогнозування завдань і рішення допоміжних завдань.

Системний синтез – при використанні головного завдання дослідження та подальшої оцінки наукових результатів, яка закінчується формуванням наукового положення. Математичні моделі термоакустичної СЕУ будуються на

рівняннях енергетичного балансу, положеннях лінійної теорії термоакустики з врахуванням теплофізичних параметрів теплоносіїв елементів системи, габаритів, конструктивних особливостей, режимів навантаження і параметрів внутрішнього та зовнішнього середовища. Рішення задач для дослідження здійснюється методом розрахунку балансів енергопотoku відповідних закономірностей і параметрів на достовірність і припустимих меж їх змін.

ВИСНОВКИ

В результаті вирішення поставлених завдань були:

- скореговані постійні та змінні за часом коефіцієнти математичної моделі енергетичної установки в системі «енергетична установка – джерела теплоти-термоакустична утилізація теплоти-довкілля»;
- підтверджено, що утилізація теплоти низькотемпературних джерел термоакустичними процесами в СЕУ забезпечує додаткове отримання енергії на рівні 5...6 % та зменшення споживання палива на 3...6 %;
- для поліпшення ефективності використання в термоакустичних двигунах суднових систем енергозбереження необхідний тепловий потенціал відпрацьованого середовища на рівні 92...82 °С.

ЗАКЛЮЧЕННЯ

Для ефективного продукування акустичної енергії в термоакустичних двигунах (суднових імпульсних газових турбін) необхідна наявність зовнішніх скидних джерел теплоти з потенціалами до 100 °С, наявність споживачів акустичної енергії у вигляді: перетворювачів енергії в механічну та акустичну; термоакустичних рефрижераторів; термоакустичних теплових насосів; кріотехнології та модернізаційних технологій використання акустичних хвиль високої потужності.

Найбільш продуктивним виявилось використання термоакустичних двигунів з термодинамічним циклом Стірлінга з і ККД у 38...42 % у зрівнянні з циклом Карно, а застосуванням цикла Брайтона можливо за рахунок утилізації низькотемпературних теплових викідів суднових систем охолодження з потенціалом 85...95 °С.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Дослідження роботи імпульсної двонаправленої турбіни резонатору термоакустичного двигуна / В.В.Коробка, О.О. Московко, Г.Б. Мостипаненко, С.І. Сербін // Авіаційно-космічна техніка і технологія .- 2017.- №8(143). - С.19-25.
2. Голіков В.А., Голіков В.В., Онищенко О.А. Використання технологій методології науки у дослідженнях морського та внутрішнього водного транспорту / В.А.Голіков, В.В.Голіков, О.А.Онищенко // Водний транспорт: зб. наук. праць ДУІТ Судноводіння та енергетика суден .- К.: ДУІТ, 2022.- Випуск 1 (35).С.5-14.

Удосконалення процесу утилізації низькопотенційної теплоти суднової енергетичної установки (аналітичний огляд)

Утилізація передбачає корисне використання (ресурсів), а процес утилізації – її технологію або процедуру.

Сучасне суспільство споживає великі обсяги енергії, основний об'єм якої продукується з допомогою теплових енергетичних установок (ТЕУ), яка супроводжується з утворенням теплових викидів, і розглядається, як вторинні енергетичні ресурси (ВЕР).

Використання ВЕР підвищує ефективність ТЕУ, зменшує споживання палив, знижує шкідливий вплив на довкілля. Впровадження новітніх технологій в енергетиці, промисловості, транспорті призвели до підвищення ефективності ТЕУ та суттєвого зменшення теплових викидів.

Запит практики показав в результаті роботи ТЕУ, біля 30% енергії первинних енергоносіїв використовують споживачі. Решту енергії, складають ВЕР різних температурних рівнів, з яких 18 - 21% становлять безповоротні втрати.

Сумарний об'єм теплових викидів з температурою, що перевищує 570 К, становить лише 18 - 20 % від загального об'єму скидної енергії. До діапазону температур 473 - 573 К належить 14 - 16 % від загального об'єму викидів, решта, а це 52 - 54 %, становлять викиди з температурою, нижчою за 373 К (рис.1).

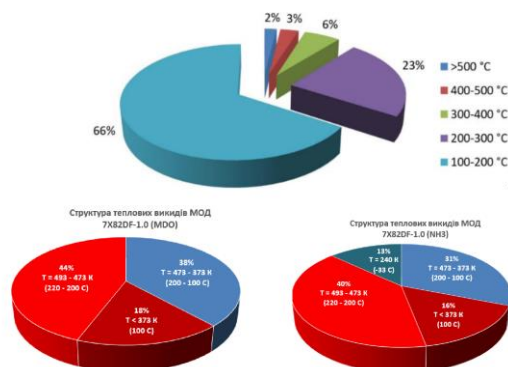


Рисунок 1 - Склад скидних теплових ресурсів в залежності від температури: а - структура глобальних теплових викидів [1]; б - суднового двопаливного МОД [2]

Питання утилізації теплових викидів з температурами, нижчими за 573 К, а це 85-90% від загального обсягу (рис. 1 а), є більш складною проблемою, оскільки потребує відповідних технологій.

Метою дослідження став пошук технологій утилізації низькотемпературних викидів, які розширюють ресурсну базу ВЕР

Для досягнення мети здійснений аналіз двох груп технологій.

Перша група - теплофікаційні технології, які не передбачають отримання додаткової механічної роботи.

Друга група - теплоутилізаційні технології, які передбачають використання теплових двигунів, які здатні перетворювати потенціал низькотемпературних ВЕР у механічну роботу. Такі теплоутилізаційні системи реалізовані на основі різних термодинамічних циклів, наприклад – циклу Ренкіна (на воді або на органічних теплоносіях), циклу А. Kalina, Trilateral Cycle (TC) [3].

Саме такі технології енергозбереження доцільно використовувати в судновій енергетиці для підвищення ефективності СЕУ.

Характерним прикладом комплексного використання технологій енергозбереження в судновій енергетиці є типові WHRS системи, побудовані на класичному циклі Ренкіна, в якому робочим тілом утилізаційної ТМ є водяна пара. Такі системи рекомендовані виробниками суднових двигунів, фірмами MAN TURBO, WIN GD (рис. 2).

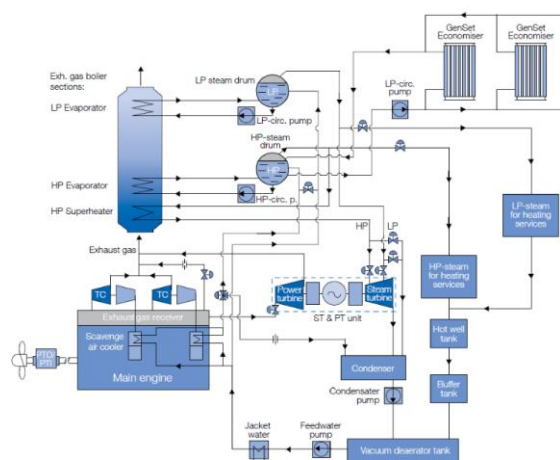


Рисунок 2 - Схема суднової WHRS на два тиски [4]

Такі системи реалізовуються на потужних СЕУ при наявності значних об'ємів теплових викидів та достатнього простору в МКВ для розміщення обладнання, в інших випадках такі схеми застосовуються фрагментарно.

Підвищення ефективності суднових дизельних двигунів призвело до суттєвого зменшення температурного рівню їх теплових викидів. Впровадження скраплених газових палив LNG та LPG викликало появу теплоносіїв з кріогенним температурним потенціалом, нижчим за температури довкілля (табл. 1 та рис. 2) [5].

За таких умов, традиційні для суден схеми утилізації теплових викидів, основані на класичному «водяному» циклі Ренкіна (WRC - Water Rankine Cycle), стають не ефективними. Відомі ORC системи [7], в яких робочим тілом для циклу Ренкіна є низькокипачі органічні теплоносії. Ці установки використовуються в системах енергозбереження промисловості, в відновлювальній енергетиці.

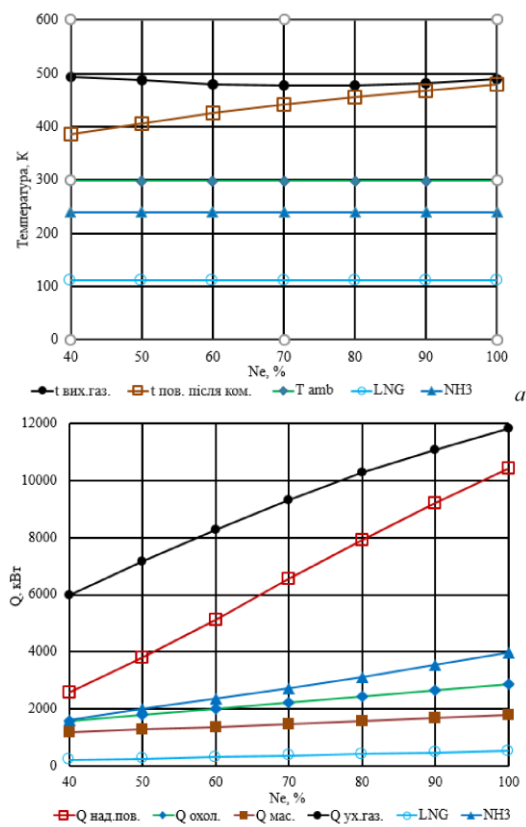


Рисунок 3 - Параметри теплових викидів МОД W7X82DF при роботі на LNG та КНЗ: *а* - температури; *б* - об'єми теплових викидів [6]

Таблиця 1 - Температури скидних теплоносіїв суднових ДВЗ [8]

Теплоносії	МОД	СОД	Характеристика ВЕР
	Температура, К		
Відхідні гази ДВЗ	480 -530	500 - 690	Середньотемпературні
Надувне повітря	400 -490	380 - 470	–
Рідина системи охолодження	355 - 60	360 - 370	Низькотемпературні
Оточуюче середовище	298	298	ISO ambient reference conditions
LNG паливо	111		Низькотемпературні або кріогенні – температура яких нижча за довкілля
LPG паливо	225		
120/510 Ethylene	169		
NH3 (планується) [10].	250		

На теперішній час є декілька таких установок, придатних для використання в СЕУ (табл. 2). Ефективність використання ORC WHRS в СЕУ досліджувалась на автомобілевозі Wallenius (рис.4).

Таблиця 2 Відомі суднові WHRS ORC системи [8]

Виробник	Модель	Джерело енергії	Робоче середовище	Потужність, кВт
Orcon Marine	Powerbox	Система охолодження, ОНП, та відходячі гази ГД	NH ₃	400 - 800
Calnetix	Hydrocurrent 125 EJW	Система охолодження	R245	125
Climenton (проект)	Ocean	Система охолодження ДВЗ, відходячі гази ДВЗ		150 –1000

На судні були встановлені дві ORC системи для утилізації теплових викидів МОД ГД MAN B&W 8S60ME-C8, потужністю $N_e=19,040$ kWt [9].

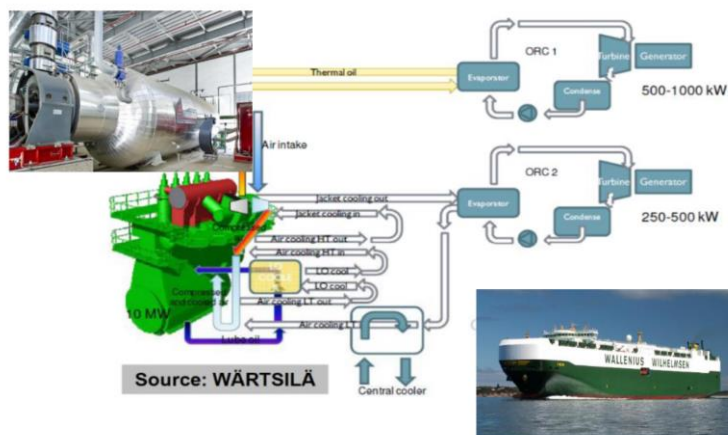


Рисунок 4 - Суднова ORC WHRS система Orcon Marine [9]

Аналогічна робота виконувалась на контейнеровозі Arnold Maersk, ГД Wartsila's 12RTA96C, де в складі СЕУ була задіяна ORC установка Hydrocurrent 125EJW потужністю 125 кВт (рис. 5). В цьому проекті, ORC установка використовувала скидну теплоту системи охолодження ГД та дизель генераторів, з температурою 360 - 365 K.

На даному судні експлуатація ORC системи 125 EJW забезпечила загальну економію пального СЕУ на 0,6 - 1.2%. Суттєвим недоліком цієї установки стала значну залежність ефективності від температури заборотної води .

Реалізація ORC систем утилізації низькотемпературних викидів вимагає застосування додаткового обладнання, проміжних допоміжних систем, теплообмінників, спеціальних теплових двигунів, шкідливих для робочих речовин, що призводить до зростання загальної маси обладнання, збільшення вартості СЕУ, зменшення надійності установки.

Відомі особливості існуючих та перспективних суднових WHRS та результати аналізу їх ефективності (табл. 3). Комплексні WHR схеми, (рис. 5), забезпечують максимальну ефективність і здатні заощаджувати до 10 % від загально споживання палива. Разом з тим, зниження температурного рівню теплових викидів знижує ефективність застосування паротурбінних утилізаційних систем. Альтернативою можуть стати ORC системи, або системи, побудовані на інших принципах.

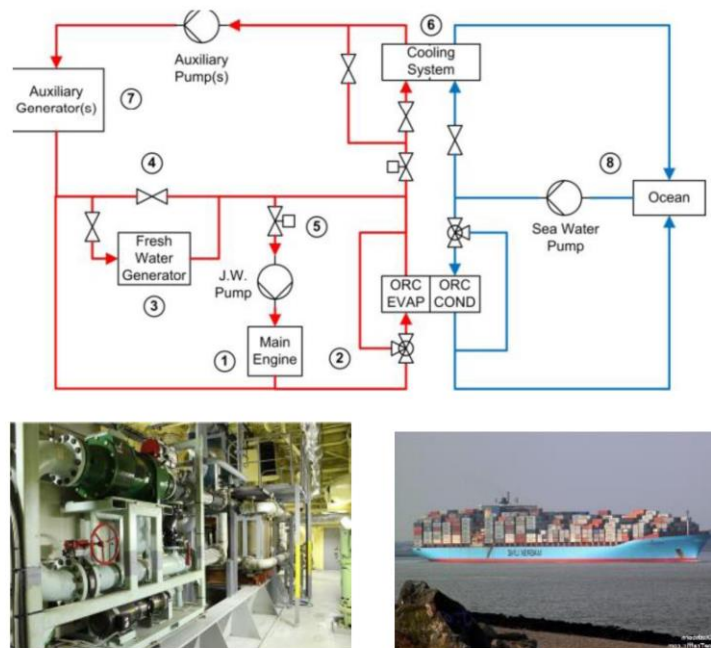


Рисунок 5 - Суднова ORC WHR Hydrocurrent 125EJW [10]

В цьому плані показовою є концепція Wartsila Energy Core [11], яка була запропонована для круїзного судна. Аналіз характеристик суднової системи енергозбереження, яка була побудована за традиційними підходами, вказав на значні об'єми втрат теплових викидів (рис. 6).

Таблиця 3 - Ефективність технологій енергозбереження CEУ

Технології	Заощадження пального, %
Турбокомпаундна установка з силовою ГТ	3 – 5
Турбокомпаундна установка з електрогенератором	7
Е - турбо - привід електричного генератора від турбіни ГТН ГД	5
WHRS Гібридні системи (рис.1.5)	10
ORC WHRS	7 - 9
Установки на базі двигунів Стірлінга	10
Установки на базі двигунів Еріксона	7
Термоелектричні системи	2,5

В концепції Wartsila Energy Core була запропонована стратегія енергетичного менеджменту - Advanced energy production management, яка передбачає використання на судні різних джерел енергії .

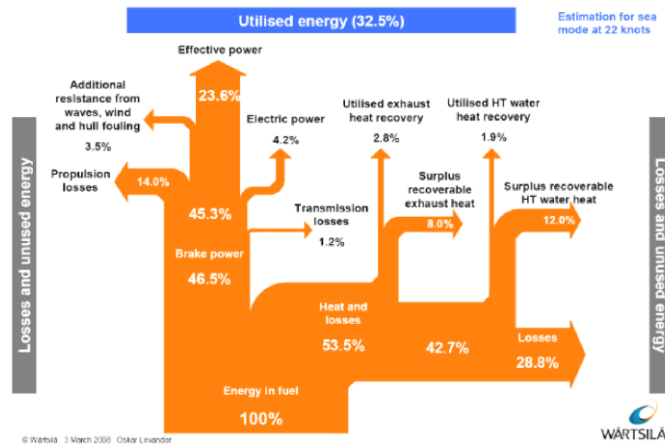
За цією концепцією пропонується до складу CEУ залучити різні за типом первинні джерела енергії - ГД, ДРУ, ВГ, паливні елементи, акумуляторні батареї. Зрозуміло, що це суттєво ускладнить CEУ, але фахівці вважають, що такий підхід може стати доцільним. Підтвердженням цього можна вважати появу суден з гібридними, або «carbon free» CEУ.

ВИСНОВКИ

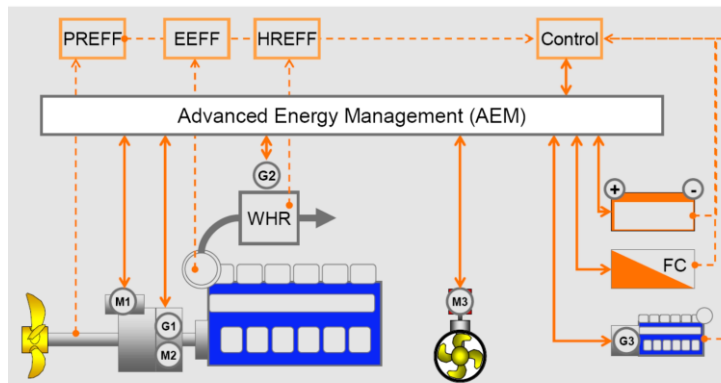
На теперешній момент не існує універсальної технології утилізації низькотемпературних теплових викидів СЕУ:

Вибір технології енергозбереження залежить від характеристик конкретної СЕУ та потреб суднових споживачів в різних формах енергії:

Для суднових систем енергозаощадження край важливими є масогабаритні характеристики обладнання, їх екологічна безпечність та надійність.



а



б

Рисунок 6 - Стратегія енергетичного менеджменту «Wartsila Energy Core»: а - потоки енергії СЕУ парому; б - схема управління джерелами енергії

ЗАКЛЮЧЕННЯ

1. В судновій енергетиці присутні великі обсяги низькопотенційних теплових викидів з потенціалом в межах 110 – 530 К та об'ємом на рівні $(4,3 - 4,9) \times 10^{15}$ кДж, утилізація частини яких в межах 2,5 – 8,5 % є значним резервом поліпшення техніко-економічних і екологічних характеристик суднових енергетичних установок.

2. Утилізація скидної низькопотенційної теплоти суднових енергетичних установок та інших джерел з допомогою існуючих технологій, оснований на циклах Ренкіна або Каліна, потребує питомої додаткової маси на рівні 45 – 80 кг/кВт, характеризується наявністю шкідливих для довкілля робочих речовин і непридатністю для утилізації криогенних викидів з температурами 110 – 240 К, що значно обмежує їх використання в судновій енергетиці.

3. Ефективність утилізації теплоти низькопотенційних джерел суднових енергетичних установок, в межах температурних потенціалів 110 – 530 К, відносно потенціалу доквілля при використанні термоакустичних процесів і забезпеченні однорідності поля температур однофазного робочого тіла на рівні 0,95 – 0,99, відносно циклу Карно, досягає для циклу Брайтона рівня 15–17%, а циклу Стірлінга – 40 – 42 %, при цьому знижує питому масу установок з 45 – 80 кг/кВт до 12,5 – 25 кг/кВт, у порівнянні з існуючими установками, працюючими на органічних теплоносіях.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Estimating the global waste heat potential / C. Forman, M. I. Pardemann, I. K. Muritala & B. Meyer // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2016. – № 57. – P. 1568–1579. – Retrieved from <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.192>.
2. Installation Instructions & Concept Guidance, 7X82DF-1.0. – Retrieved from <https://www.wingd.com/en/engines/engine-types/x-df-dual-fuel/x82df/>
3. Dual parallel organic Rankine cycle (ORC) system for high efficiency waste heat recovery in marine application / E. Yun, H. Park, S. Youl & K. Chun // Journ. of Mechanical Science and Technology. – 2015. – № 29. – P. 2509–2515. – Retrieved from <https://doi.org/10.1007/s12206-015-0548-5>.
4. Waste heat recovery system. // <https://mandieselturbo.com/docs/libraries-provider6/technical-papers/waste-heat-recovery-system.pdf>
5. Коробко, В. В. Можливі шляхи використання термоакустичних теплових машин в системах СЕУ / В. В. Коробко // Наук. вісн. ХДМА. – Херсон, 2014. – № 2 (11). – С. 69–76.
6. <https://www.wingd.com/en/>
7. Tsougranis, E - L, Wu, D. A feasibility study of Organic Rankine Cycle (ORC) power generation using thermal and cryogenic waste energy on board an LNG passenger vessel. Int J. EnergyRes. – Retrieved from <https://doi.org/10.1002/er.4047>
8. Dr. Ioannis Vlaskos, Peter Feulner, Dr. Constantine Michos /Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems / SNAME https://www.sname.org/Waste_Heat_Recovery_in_Marine_Propulsion_Systems-Final.pdf
9. Haglind F, Montagud MEM, Andreasen JG, Pierobon L, Meroni A. Organic Rankine cycle unit for waste heat recovery on ships (PilotORC). Technical University of Denmark, 2017. 28 p.
10. Christopher Sellers, Field operation of a 125kW ORC with ship engine jacket water, Energy Procedia, Volume 129, 2017, Pages 495-502, ISSN 1876-6102, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.168>.
11. Fadgelklo B. The Wartsila Energy Core [Текст] / Borje Fadgelklo // Wartsila Tech-nical Jornal 02.2009. – p 33-36

Підвищення працездатності системи електронного управління подачею палива суднового малообертового дизеля MAN-B&W серії ME

В роботі системи подачі палива суднових малообертових двигунів MAN-B&W серії ME в процесі експлуатації спостерігаються перебої, які обумовлені некоректною роботою пропорційного клапану FIVA – valve, зокрема його електромеханічного приводу.

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, які проводилися на кафедрі технічної експлуатації флоту [2], був запропонований перехід від пропорційного клапану FIVA – valve на декілька «цифрових» клапанів з гідравлічним приводом [3] і на електромагнітному соленоїді [4]. В результаті імітаційного моделювання було встановлено, що система подачі палива з гідравлічним приводом не «встигає», а система управління з шістьма «цифровими» клапанами відповідає встановленим вимогам, але недоліки все рівно залишаються.

Нами пропонується заміна приводу клапану на базі соленоїду на п'єзоелектричний складальний стовп, який дозволяє при однакових розмірах з соленоїдом розвивати зусилля в три рази більше. За великою кількістю переваг ховається один суттєвий недолік – невелика відстань, на яку складальний стовп пересуває рухомий кінець.

Так, наприклад, в звичайних автомобільних дизельних двигунах останнім часом використовуються форсунки з п'єзоелектричним приводом на складальному стовпі з важелем (мультиплікатором), який дозволяє суттєво збільшити відстань, на яку здатний переміститися вільний кінець п'єзоелектричного складального стовпа.

Тому було прийняте рішення про проведення дослідження з метою оцінки заміщення електромагнітного приводу соленоїдного типу на п'єзоелектричний складальний стовп. Проведене імітаційне моделювання довело спроможність такої заміни. Це дозволяє стверджувати, що використання п'єзоелектричного приводу клапану подачі рідини до паливного насосу високого тиску на базі складальних стовпів дозволяє підвищити працездатність системи електронного управління подачею палива суднового малообертового дизеля MAN-B&W серії ME.

Ключові слова: малообертовий двигун; пропорційний клапан; FIVA – valve; паливна система; насос безпосередньої дії; PiezoStack.

Література:

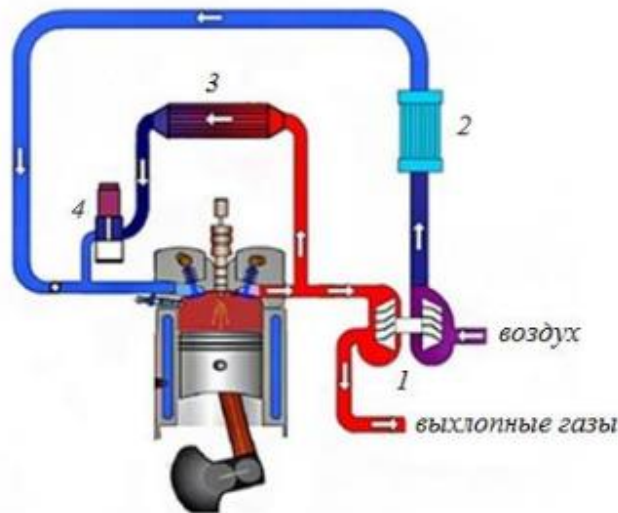
1. JUSSI PEURALA Model-based design, modelling and simulation of digital hydraulic GAS admission valve / Master of Science Thesis, 132 pages, 12 Appendix pages May 2014. [Internet]. Available from: <https://core.ac.uk/download/pdf/250162574.pdf>.
2. П'єзоелектричний привід впускного клапану двопаливного 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.

Геворгян В.А., Довиденко Ю.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Порівняльний аналіз способів зниження шкідливих викидів у навколишнє середовище з випускними газами**1. Система рециркуляції вихлопних газів**

Система рециркуляції вихлопних газів (EGR) застосовується для зниження викидів NOX з двигунів. У системі EGR, частина вихлопного газу повторно, після процесу охолодження та очищення, циркулює в приймач надлишкового повітря для того, щоб змішувати ці гази з надлишковим повітрям, що використовується для окислення палива. Принципову схему роботи системи рециркуляції вихлопних газів (EGR) показано на малюнку : 1 – турбокомпресор; 2 – охолоджувач надлишкового повітря; 3 – охолоджувач рециркулюючих вихлопних газів; 4 – очищувач рециркулюючих вихлопних газів.

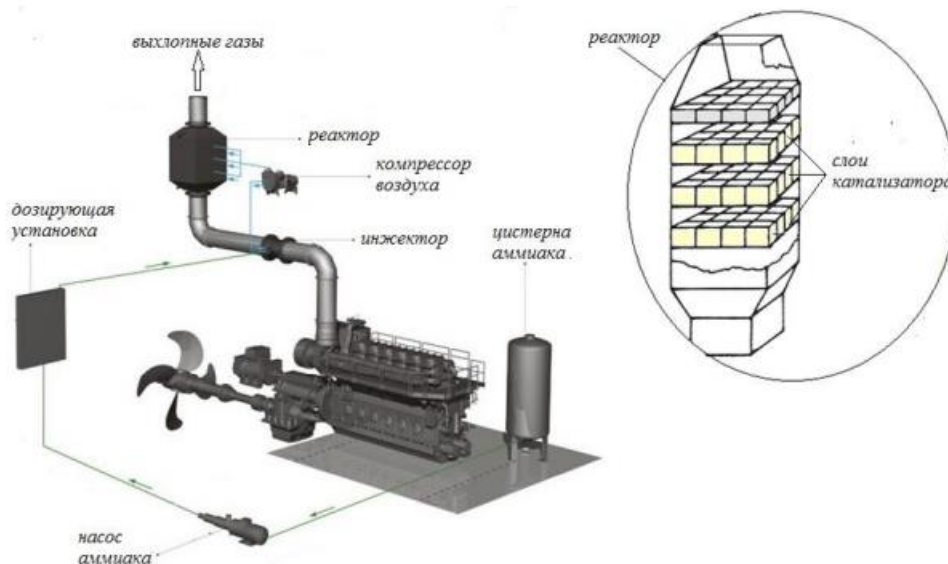


Близько 50% зниження NOX можна отримати шляхом використання EGR [1]. Однак, максимально допустима кількість рециркулюючих вихлопних газів складається не більше 10% від сумарної витрати надлишкового повітря. При вищих відсотках вмісту вихлопних газів у надмірному повітрі, питома витрата палива двигуна та відходи інших викидів зростає.

2. Технологія селективного каталітичного відновлення NOX аміаком

Найбільш ефективним методом скорочення викидів NOX із суден є технологія селективного каталітичного відновлення NOX аміаком (SCR). При застосуванні SCR зниження викидів NOX може бути досягнуто до 95%, що достатньо для задоволення найсуворіших екологічних вимог IMO Tier III [2]. Технологія селективного каталітичного відновлення NOX, незважаючи на наявні недоліки, такі як його висока будівельна вартість та високі експлуатаційні витрати, стає широкозастосованим методом на судах для особливого зниження викидів NOX. Схема роботи SCR представлена на рисунку нижче. У цій системі відновник вводиться в вихлопний газ перед тим, як гази вхо-

дять до каталітичного реактора, де відбувається очищення газів від оксидів азоту. Як відновник застосовуються аміак, аміачна вода або карбамід. Однак перед подачею ці відновники мають бути конвертовані до аміаку - NH_3 . Аміак з повітрям від компресора під тиском розпорошуються всередині газоходу та аміак реагує переважно з NO_x вихлопних газів. Витрата аміаку становить залежно від потужності двигуна $8 \div 9 \text{ г/кВт} \times \text{год}$.

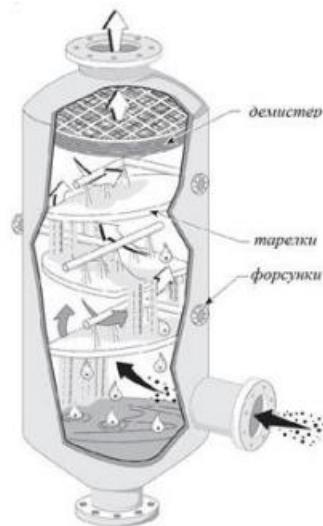


Суміші вихлопних газів з аміаком направляються в каталітичний реактор, який складається із спеціального шару каталізатора, який стимулює реакцію між аміаком – NH_3 та NO_x вихлопних газів. Як каталізатор використовуються чотири типи найбільш активних каталізаторів: платинові, активні при температурі $150 \div 200 \text{ }^\circ\text{C}$; модифіковані на основі платини з температурою застосування $250 \div 350 \text{ }^\circ\text{C}$; оксидні титано-ванадієві, що використовуються при температурі $300 \div 450 \text{ }^\circ\text{C}$; цеолітні (на основі морденіту), активні при температурі $350 \div 500 \text{ }^\circ\text{C}$. Термін служби каталізаторів становить 2 -5 років. Для періодичного очищення каталізаторів застосовується повітря від компресора. Стиснуте повітря дує між шарами каталізаторів і відокремлює сажу з поверхні каталізаторів.

Об'єм каталізатора становить близько 1 м^3 на 1 МВт потужності двигуна. Конструкція реактора дозволяє забезпечити по перерізу реакційного простору сталість температури, оптимальні мольні співвідношення NH_3/NO_x та необхідний час наступних реакцій. Хімічна реакція між аміаком – NH_3 та NO_x вихлопних газів зменшує вміст NO_x до нешкідливого продукту N_2 .

3. Суднові скрубери

Суднові скрубери використовують лужну воду як очищувальну рідину для нейтралізації викидів SO_x від вихлопних газів. На рисунку представлено корпусну схему скрубера [3,4,5]. Система очищення вихлопних газів водою виконується у корпусі скрубера. Корпус скрубера циліндричний, що забезпечує жорсткість конструкції. Корпус скрубера виготовляється із відповідного матеріалу до стійкості від корозії. При виготовленні скрубера тримаються того, що термін служби скрубера повинен дорівнювати терміну служби судна.



Корпус скрубера зазвичай складається з ряду основних елементів: форсунок для розпилення води в корпусі скрубера; дірчастих тарілок для утворення піни на своїх поверхнях; демістери для відділення рідини від газів, що йдуть на виході скрубера. Вихлопні гази із СЕУ входять через вхідний трубопровід у нижню частину скрубера. У корпусі скрубера гази промиваються очищувальною водою. Очищувальна вода під тиском падає в корпус скрубера. Форсунки, встановлені в корпусі скрубера, забезпечують гарне розпилення води. Краплі очищувальної води та гази змішуються і далі трапляються на дірчасті тарілки. На тарілках ці суміші перетворюються на піну і водночас відбувається процес відділення шкідливих викидів SOX із газу. Оксиди сірки абсорбовані в очищаючій воді як хімічні сполуки сірчистих компонентів. Потім через дірчасті тарілки очищені гази піднімаються вгору і йдуть в атмосферу через демістер розміщений у верхній частині скрубера. На демістері рідини відокремлюється від газів і тільки сухі чисті гази йдуть у повітря.

Відпрацьовані води із шламом сірчистих компонентів збираються в нижній частині скрубера і потім відводяться з корпусу скрубера. Вони прямують у відстійний танк та потім гідроциклон, у якому шлам віддаляється від відпрацьованих вод. Відходи з блоку очищення вступають у шлемовий танк, у якому відбуваються процеси коагуляції та седиментації. Води, що йдуть від гідроциклону, очищаються. Очищені води викидаються через лінію скидання за борт, або циркулюють для повторного використання в скрубері залежно від застосування схеми роботи скрубера.

Застосування скрубера пропонує судновласникам такі плюси: відсутність необхідності заміни бункерного палива; низька вартість палива; інфраструктура постачання суден бункерним паливом не змінюється. Однак є мінуси застосування скруберів: необхідність розміщення обладнання скрубера з великим обсягом на судні та його висока вартість [6]. Слід зазначити, що для вирішення цієї проблеми фахівці намагаються розробляти компактніший скрубер.

Список використаної літератури

1. Reduction of SOX, NOX and Particulate Matter from Ships with Diesel Engines. Denmark: Miljøstyrelsen, 2014.
2. Environmental product guide. Environmental technologies. – Vaasa: Wärtsilä, 2017. – 66 p.
3. Zhou J., Zhou S, Zhu Y. Experiment and prediction studies of marine exhaust gas SO₂ and particle removal based on NaOH solution with a U-type scrubber / Industrial and engineering chemistry research. – 2017. Vol. 56. – Is. 43. – Pp. 12376 – 12384.
4. SO_x scrubber technology. – Finland: Wärtsilä, 2017. – 8 p
5. Посібник на виріб скруббер Wärtsilä. 20, вересня 2013
6. Eelco D. B., Maarten H. Scrubber. An economic and ecological assessment. – Assessment. – Delft: NABU, 2015. – 45 p.

Мендрик В.В., Довиденко Ю.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Порівняння об'єднаної та роздільної схеми роботи допоміжних парогенераторних установок

Допоміжні парогенераторні установки виробляють велику кількість пари в основному за рахунок спалювання палива. Пар, що виробляється, витрачається на велику кількість споживачів, які потребують гріючого робочого тіла з різними параметрами: від пари з температурою 180 °С для підігріву палива, що спалюється в головних і допоміжних двигунах і котлах до води для обігріву баласту. Для цього достатньо пари із температурою 100 – 120 °С.

Значна частина цих потреб може бути покрита за рахунок роботи пристроїв утилізації, однак до цього часу ця проблема не вирішена. Внаслідок роботи утилізаційних котлів (УК) на загальну магістраль із допоміжними котлами (ДК), що виробляють пари з параметрами 10 бар/180 °С, продуктивність УК не перевищує 30% від загального вироблення пари на судна. Інші потреби покриваються ДК, які працюють на паливі. Це не тільки знижує економічну ефективність, але й збільшує шкідливі викиди у навколишнє середовище.

Водночас більша частина вторинних енергоресурсів ГД залишається недовикористаною – випускні гази, що залишають УК, мають температуру, що перевищує 200 °С. Подальше їх охолодження неможливе через високу температуру одержуваної пари – 180 °С. Продувне повітря повністю охолоджується забортною водою, хоча його температура (160-180 °С) достатня для отримання пари придатної до використання в суднових споживачах. [4]

Об'єднана схема роботи ДК

Завдання більш повного використання вторинних енергоресурсів для отримання пари та задоволення суднових потреб здатне принести значний енергетичний, економічний та екологічний ефект, що визначає актуальність проблеми, що вирішується в цій роботі. Одним з найбільш очевидних недоліків схем утилізації вторинних енергоресурсів, що реалізуються в даний час, є застосування об'єднаних схем вироблення пари допоміжним і утилізаційним котлами – обидва вони працюють на загальну магістраль.[1]

Схема такої установки представлена на рис.1.

На рис.1 позначено: 1 – циркуляційний насос утилізаційного котла; 2 – утилізаційний котел (УК); 3 – сепаратор пари УК; 4 – видаткова паливна цистерна; 5, 8 – фільтри холодного та гарячого палива; 6 – паливний насос; 7 – підігрівач палива; 9 – котельний вентилятор; 10- повітряні заслінки; 11 – повітропровід; 12 – форсунки; 13 – поживний насос ДК та УК; 14 – тепла скринь-

ка.

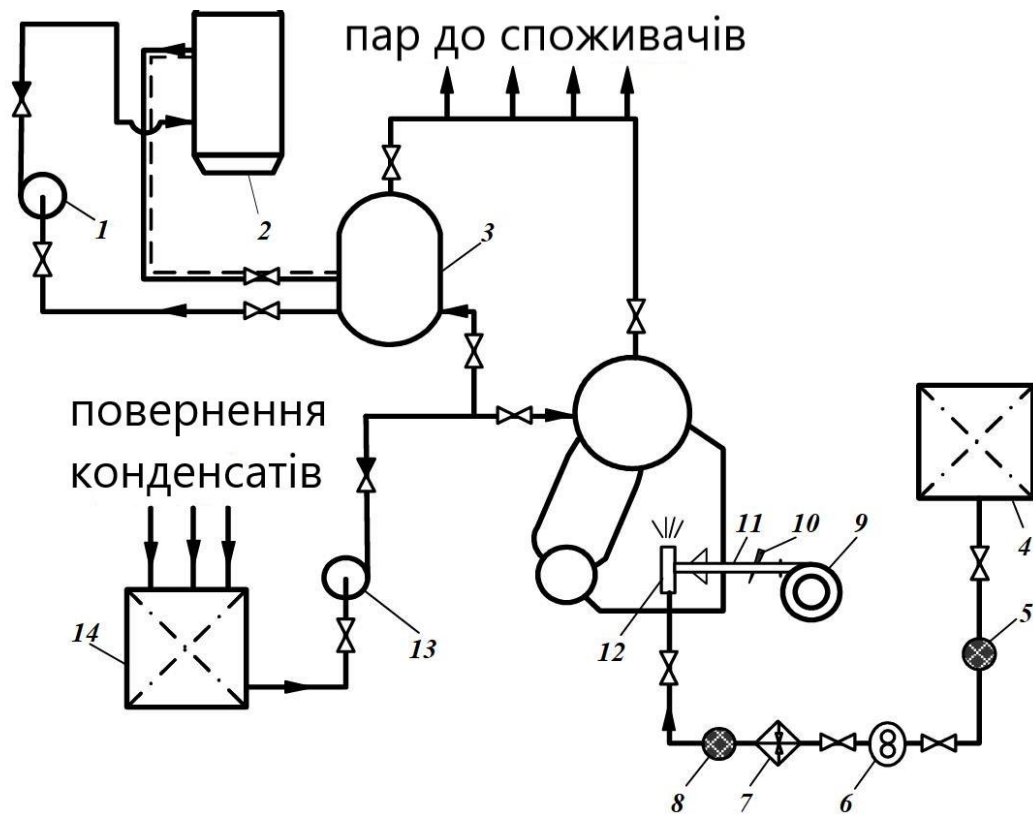


Рис. 1. Допоміжна котельна установка, що працює за об'єднаною схемою

У магістралі пари підтримується тиск і температура, необхідні підігріву важкого палива. Як паливо для тривалого експлуатаційного режиму на транспортних суднах найчастіше застосовують паливний мазут - найдешевше паливо, що забезпечує отримання найбільшого прибутку. Таке паливо вимагає підігріву до $150 - 155\text{ }^{\circ}\text{C}$ зниження в'язкості рівня, необхідного для якісного розпилю палива при впорскуванні в циліндри ДВС.

Для підігріву палива до потрібної температури в реальному масштабі часу і при помірних поверхнях нагріву потрібен температурний напір - різниця температур пари, що гріє, і палива, що підігрівається, рівний $25 - 30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким чином, пар, що гріє, повинен мати температуру прибл. $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ і відповідний тиск 10 бар. Для отримання цієї пари на виході з УК газу повинні мати не менше $205\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Необхідність виробляти пару з параметрами 10 бар/ $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ виключає з процесу утилізації продувне повітря, що має температуру $160 - 180\text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким чином, об'єднана схема ДКУ залишає без використання значну частину вторинних енергоресурсів ГД – випускних газів та продувного повітря.[3].

Переваги запропонованої роздільної системи утилізації теплоти вихлопних газів і продувного повітря, незалежних від допоміжного котла дозволяють на тривалому ходовому режимі збільшити кількість пари, що отримується практично в три рази, на ряді рейсів повністю забезпечити судно теплотою для всіх потреб виключно за рахунок утилізації. Підігрів важкого палива головного двигуна на ходових режимах здійснюється за рахунок пари високотемпературної секції утилізаційного котла.[2]

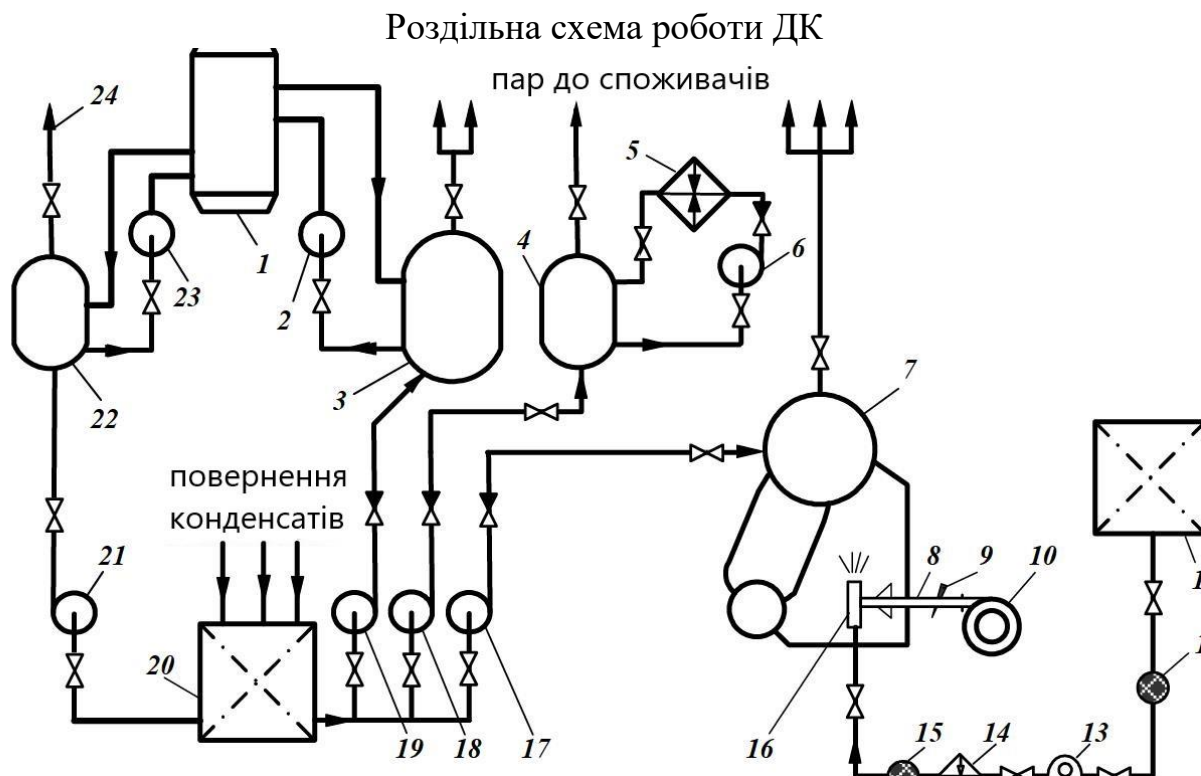


Рис. 2. Допоміжна котельна установка, що працює за роздільною схемою
Обґрунтовано роздільну теплову схему ДКУ. Вона представлена на рис.2. Тут позначено: 1,6,23 – циркуляційні насоси УК та ДТС; 2 – двосекційний утилізаційний котел (УК); 3 – сепаратор пари секції низького тиску; 4 – сепаратор пари ДТС; 5 - високотемпературна секція охолодження продувного повітря (ДТС); 7 – допоміжний котел (ДК); 8 - повітро-провід ДК; 9 – повітряні заслінки; 10 – котельний вентилятор; 11 – видаткова паливна цистерна; 12, 15 – фільтри холодного та гарячого палива; 13 – паливний насос; 14 – підігрівач палива; 16 – форсунки; 17 – живильний насос ДК; 18 – живильний насос ДТС; 19, 21 – поживні насоси секцій УК; 20 – тепла скринька; 22 - сепаратор секції високого тиску УК; 24 - пара на підігрів палива головного двигуна. [3]

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Cheung-Chieh Ku, Min-Da Li. A mixed H2/passivity performance controller design for a drum-boiler system, 2015.
2. R. Balaji, O. Yaakob An analysis of shipboard waste heat availability for ballast water treatment, 2012
3. Journal of Marine Engineering & Technology 2015. Vol. 14.
4. Yu Wu, Leyang Dai, Ankang Kand, Chao Yang, Fang Wang, Gangshe Zhang Theoretical and experimental analysis of the heating operation for cargo oil shipped on an actual voyage, 2022.

Підвищення надійності процесу подання повітря в контурі СЕУ

На всіх судах морського транспорту системи повітряної вентиляції або нагнітання газів займають досить важливу частину. Відомо, що судові дизельні установки в більшій мірі працюють при максимальній температурі продуктів згоряння палива. Зазвичай зміна робочого режиму експлуатації судна повинна супроводжуватися незначною зміною температурного стану газової турбіни, що використовується. З технічної точки зору виконання подібної умови можливо реалізувати шляхом зміни кількості повітря, що подається на горіння палива. Співвідношення між їх витратами має завжди залишатися оптимальним.

У більшості випадків повітряні нагнітачі використовуючи енергію від відхідних газів або безпосередньо отримуючи її від дизеля перетворюють її в енергію стисненого повітря. Це повітря потім подають на продувку або зарядку робочих циліндрів. В цьому випадку завжди є актуальним питання про сумісність характеристики повітряної мережі з характеристикою використовуваного повітряного нагнітача з метою отримання кордонів можливих діапазонів сталих режимів.

Аналіз умов експлуатації сучасних суден показує, що має місце тенденція вирівнювання потужності двигуна, турбіни компресора. З цієї причини пропонується використовувати комбіновану схему їх одночасної експлуатації. Комбінація “дизель–турбіна–нагнітач”, повинна бути експлуатована на мінімально стійких обертах. Для такого режиму роботи судна можливо сформулювати три характерних режими експлуатації.

Перший режим – судно виконує маневр. У цьому випадку робота всього комплексу повинна забезпечуватися на мінімально стійких оборотах.

Другий режим – судно рухається в баласті. В цьому випадку осадка судна мінімальна, а швидкість руху максимальна.

Третій режим – судно завантажене. В цьому випадку осадка судна і швидкість його руху також максимальні.

Для технологічного рішення першого та другого завдань пропонується використовувати одну загальну технологічну схему наддуву. Встановлені на лінії подачі повітря осьові компресори складають першу сходинку наддуву. Основним нагнітачем виступає відцентровий вентилятор барабанного типу. Його конструктивні розміри, а зокрема кількість секцій і основні параметри робочого колеса легко розраховуються або вибираються для кожного судна окремо. В цьому випадку споживана потужність СЕУ в цілому може бути значно знижена, а загальний ККД збільшений. У такому варіанті побудови технологічної лінії повітряного наддуву можливо отримати додаткову потужність від роботи дизеля, особливо при експлуатації судна на другому режимі.

Третє завдання вирішується таким чином – використовується основна схема роботи СЕУ. В цьому випадку барабанний вентилятор від нагнітальної лінії відключається, а повітряний потік прямує на лінію осьових компресорів, які повинні бути з'єднані паралельно.

ЛІТЕРАТУРА

1. John Fleming. The Complete Guide to Diesel Marine Engines Paperback –, 2022. Bristol Fashion Publications, Inc. 178 p.
2. Фока А. А. Судовой механик. Справочник. Т.2 / Фока А. А. // – Одеса.: Феникс, 2010. – 1032 с.

Експлуатаційні показники роботи гнучких труб під час роботи ahts судна на хвилюванні

Відповідно до міжнародного кодексу по управлінню безпечною експлуатацією суден [1] судна класу АНТС являють собою за призначенням судна що є сумісним поєднанням трьох видів суден: судна-постачальника, судна обслуговування та судна рятувальника, яке несе вахту у режимі очікування.

В більшості випадків судна класу АНТС використовують в якості суден підтримки під час буксирально-кантувальних робіт з іншими судовими транспортними засобами для забезпечення якісної роботи дайверів та морського обладнання і для гасіння пожеж на багатотоннажних суднах. Під час використання гнучких труб на цих суднах забезпечується широкий набір робіт які пов'язані з підводним встановленням водолазами на морському дні довільного за розмірами та призначенням технологічного обладнання або для операцій промивки технологічних трубопроводів на нафто або газовидобувних морських плавучих платформах.

Розвиток технологічних процесів при роботі суден класу АНТС безпосередньо пов'язаний з використанням різних типів гнучких трубопроводів. У деяких випадках, пов'язаних в основному з хвилюванням морської поверхні та швидкості потоку, що набігає, можуть бути дуже великими і приводити до небезпечних вимушених коливань використовуваного гнучкого трубопроводу. У ряді випадків навантаження можуть призводити до руйнування місць з'єднань трубопроводу з судовими конструкціями.

Основна проблема в задачі взаємодії рухомого потоку з гнучким циліндричним трубопроводом, що здійснює коливальні рухи, полягає у відсутності необхідних даних щодо розподілу гідро- або аеродинамічних сил уздовж обтічної поверхні. Цей розподіл повинен бути завжди відомий в залежності від форм параметра обтічної поверхні і кута атаки потоку рідини, що набігає.

Швидкість потоку, що набігає, є одним з тих основних факторів, які впливають на частоту відриву вихорів з поверхні циліндричного трубопроводу. Залежність частоти відриву вихорів від швидкості потоку може бути апроксимована за допомогою лінійного закону.

Зменшення частоти коливання труби оскільки ті ж самі частоти відриву вихорів спостерігаються в цьому випадку при значно більших швидкостях.

Усі динамічні характеристики гнучких трубопроводів та їх критичні параметри, тобто. поєднання між параметрами конструкції та параметрами потоку, що призводить до нестійких режимів коливань, визначаються початковим напруженим станом [2]. Цей стан насамперед визначається дією гідродинамічних або аеродинамічних сил, що діють на обтічну конструкцію в її поточному врівноваженому стані. Зміна такого стану, наприклад при зміщенні потоком гнучкого трубопроводу в нове положення і прояві в цьому

випадку сили тяжкості дасть рівновагу, яка буде характеризуватись вже своїм новим напруженим станом. Для нього вже буде спостерігатися зовсім інше осьове зусилля, а отже, і різний спектр частот коливань.

Умова настання гідродинамічного резонансу виявляється у рівності характерної частоти зриву вихорів із частотою власних коливань трубопроводу може бути записано як

$$\nu = \theta \quad (1)$$

де ν – частота коливань труби; θ – характерна частота зриву вихорів.

Величина характеристичної частоти зриву вихорів θ для циліндричного трубопроводу може бути знайдена як

$$\theta = \frac{Sh \cdot V}{D} \quad (2)$$

де Sh – число Струхалія; V – швидкість потоку; D – діаметр труби.

У тому випадку, коли гнучкий трубопровід циліндричного перерізу зазнає згинальні навантаження виникає опір у його поперечному перерізі може бути оцінено як добуток EI , де E – модуль пружності, а I – осьовий момент інерції, см^4 .

В цьому випадку жорсткість гнучкої труби буде тим вищою, чим більша величина I . Осьовий момент інерції в першому наближенні (з похибкою до 20%) може оцінюватися за емпіричною формулою

$$I = \frac{\pi(D_y - \delta)^3 \delta}{8} \quad (3)$$

де D_y – діаметр умовного проходу гнучкого трубопроводу, м; δ – товщина стінки гнучкого трубопроводу в ненавантаженому стані, м.

При згинанні у кожному поперечному перерізі гнучкого трубопроводу будуть змінюватися кільцеві напруги. Якщо всередині труби тиск потоку становить величину P то початкове значення таких кільцевих напружень можна оцінити за виразом

$$\sigma_{xy} = \frac{P(D_n - 2\delta)}{2\delta} \quad (4)$$

Якість роботи гнучкого трубопроводу може оцінюватися за допомогою коефіцієнта надійності. Він дозволяє враховувати набір всіх критеріїв, що призводять до виходу з ладу робочої поверхні трубопроводу під час його експлуатації. Чим вище значення коефіцієнта надійності, тим якісніше експлуатується труба. Коефіцієнт надійності, що викликається температурною деформацією трубопроводу становить – 1.0, а його значення при експлуатації труби з урахуванням вітрових чи хвильових динамічних навантажень від поверхні морської води – 1.4. Як це можливо побачити у їх порівнянні кінцеве значення становить величину, що є більшою на 40%.

Під час проведення досліджень головним завданням було знаходження основних ефектів та характеристик процесу впливу відриву потоку на обтікання гнучкого трубопроводу в залежності від його відстані до жорсткого екрану що моделює корпус судна або морське дно.

У ході досліджень був зафіксований режим галопуючих автоколивань циліндричного трубопроводу, який викликався безпосереднім впливом плескатого екрану. Така поведінка потоку в основному викликала відривними перехідними процесами на поверхні циліндра та екрану. Отримані результати показані на малюнку 1. На ньому відображена залежність безрозмірної амплітуди коливань h гнучкого трубопроводу в залежності від його відстані до площини екрану.

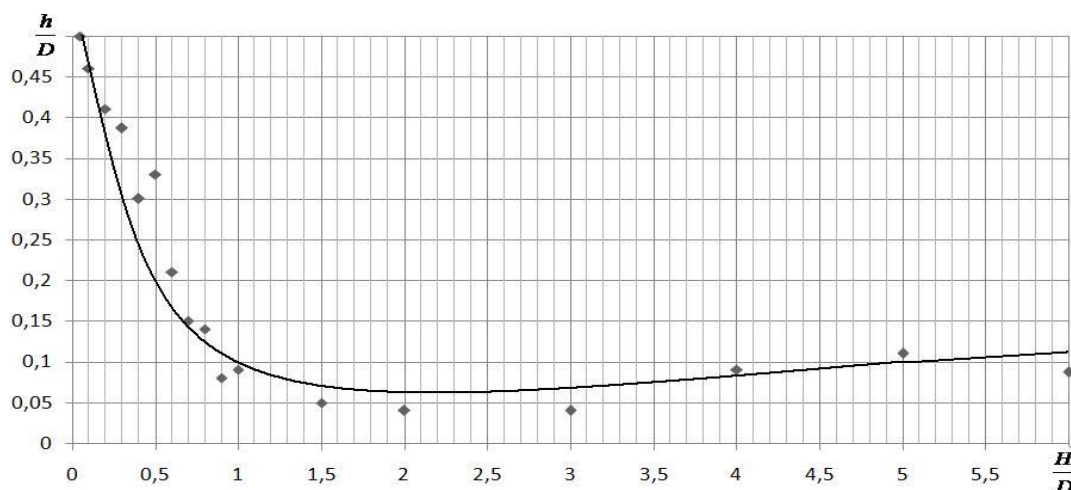


Рисунок - 1. Вплив відстані до екрануючої поверхні на амплітуду коливань гнучкого трубопроводу

На графіку видно, що найбільші відхилення трубопроводу від свого рівноважного становища виявлялися у разі малих проміжків. При зазорі більше одного діаметра трубопроводу коливання стабілізувалися і трубопровід починав працювати в режимі, що відповідає його обтіканню необмеженим потоком. У цьому випадку відхилення становили від 11,2 до 0,4% діаметрів труби. При зазорі менше одного діаметра коливання мали нестабільний характер із слабкою відтворюваністю максимальних відхилень трубопроводу від рівноважного стану.

ЛІТЕРАТУРА

1. Міжнародний кодекс по управлінню безпечною експлуатацією суден та запобіганням забруднення / International Management Code for the Safe Operation of Ships and for Pollution Prevention (International Safety Management (ISM) Code) (Резолюція А.741(18) 04.11.1993) з поправками.
2. Bruschi R., Vitali L., Marchionni L., Parrella A., Mancini A. (2015). Pipe technology and installation equipment for frontier deep water projects. Ocean Engineering, Volume 108, November 2015, pp. 369–392.

Мамикін С.В., Дица В.В., Козьмініх М.А.
Національний Університет «Одеська Морська Академія»

Визначення шляхів забезпечення ефективного функціонування холодильних установок систем комфортного кондиціонування повітря

В даний час важливе місце займають методи підвищення ефективності функціонування суднових систем комфортного кондиціонування повітря (ССККП).

Розглянемо можливі шляхи досягнення цієї мети на прикладі одноканальної прямоточно-рециркуляційної ССККП яка є ефективною, та не великозатратною.

Принципову схему ССККП цього типу наведено на рис. 1.

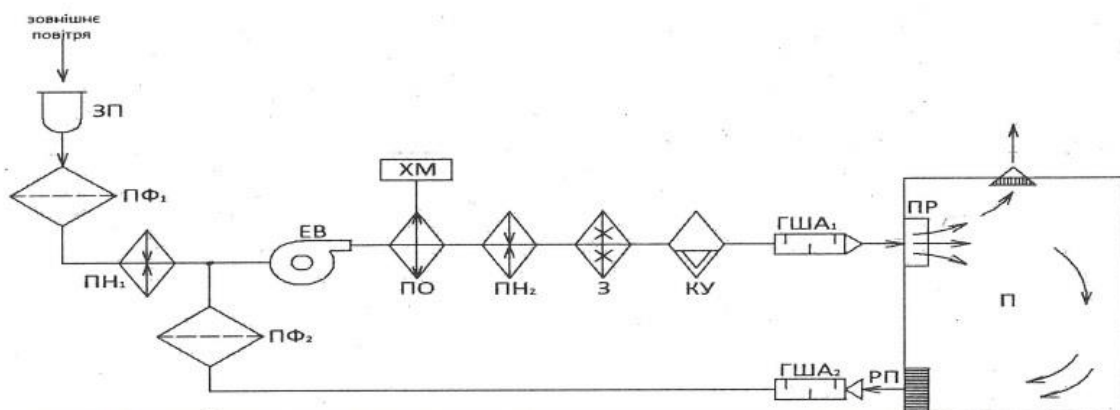


Рис. 1. Принципова схема одноканальної прямоточно-рециркуляційної ССККП, де: ЗП – заборний пристрій; ПФ₁ і ПФ₂ – протипилові фільтри; ПН₁ – первинний повітрянагрівач; ЕВ – електровентилятор; ПО – повітряохолоджувач; ПН₂ – вторинний повітрянагрівач; ХМ – холодильна машина; З – зволожувач; КУ – каплеуловлювач; ГША₁ і ГША₂ – глушники аеродинамічного шуму; ПР – повітророзподільник; П – приміщення; РП – рециркуляційне повітря.

Зовнішнє повітря буде проходити через забірний пристрій (ЗП), там воно очищується від пилу в протипиловому фільтрі (ПФ1), далі підігрівається попередньо в первинному повітрянагрівачі (ПН1) і поступає в змішувальну камеру, де змішується з рециркуляційним повітрям (РП). Далі суміш зовнішнього і рециркуляційного повітря поступає в всмоктувальну полость електровентилятора (ЕВ). В вентиляторі тиск повітря підвищується. Потім повітря проходить через повітряохолоджувач (ПО), вторинний повітрянагрівач (ПН2), зволожувач (З), каплеуловлювач (КУ), повітророзподільник (ПР) і поступає до приміщень. Частина каютного повітря удаляється в атмосферу, а інша частина повітря (рециркуляційне повітря) забирається з коридорів і направляється в змішувальну камеру кондиціонера.

Цілком очевидно, що на практиці використання холодильних машин в будь-яких зонах світового океану відкриває перспективи до більш економічного і широкого використання суднових систем кондиціонування повітря. Холодильна установка може працювати літом в усіх зонах світового

океана з високими температурами навколишнього середовища. Для отримання холода при поглинанні тепла в випарнику холодильної машини, а в зимку - для теплопостачання за рахунок переключення напрямку руху холодильного агента. При переключенні напрямку руху холодильного агента будуть мінятися на протилежні функції, які виконують конденсатор холодильної машини і випарник.

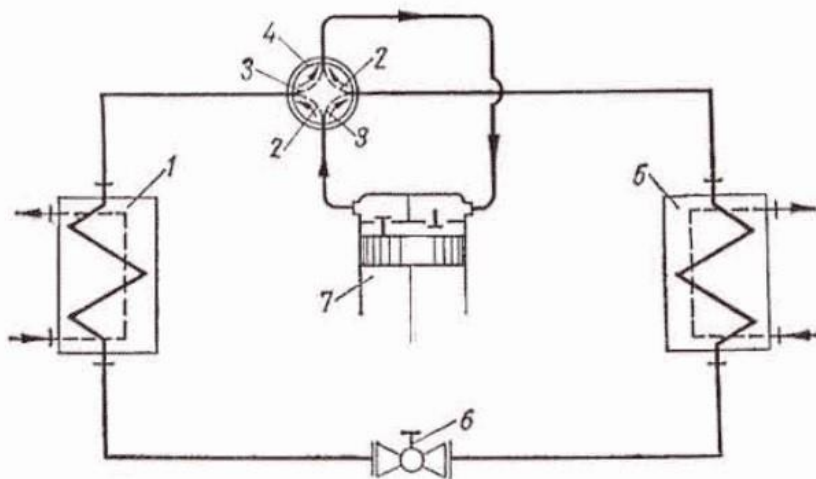


Рис.2. Принципова схема теплового насоса

Розглянемо роботу теплового насоса зображеного на рис. 2. В режимі охолодження приміщень теплообмінник 1 охолоджується заборотною водою, виконуючи функцію конденсатора холодильного агента. Теплообмінник 6 охолоджує повітря, виконуючи функцію випарника. Робота холодильної машини в режимі кондиціювання повітря по схемі теплового насоса для обігріву житлових і службових приміщень судна полягає в тому, що за рахунок чотирьох ходового крана-перемикача режимів роботи буде змінюватися напрям циркуляції холодильного агента, показаного на принциповій схемі. Саме тому для таких систем рекомендується встановити пілотний 4-ходовий реверсивний клапан, який застосовується для систем теплових насосів, реверсивних систем кондиціювання повітря, водоохолоджуваних установках і т. д. Клапан дозволяє швидко переключити режим роботи установки з режиму охолодження до режиму нагріву.

Одним з недоліків одноканальної прямоточно-рециркуляційної ССККП є те, що ця система не зовсім відповідає санітарним нормам, а саме той факт, що повітря йде на рециркуляцію, замість того щоб брати на 100 відсотків чисте повітря з навколишнього середовища, це може привести до захворювання на судні коли повітря потрапить від каюти хворої людини до здорової, в рамках сучасності (Covid-19), це буде актуальним питанням. Саме тому одним з можливих варіантів позбутися цієї проблеми, це УФ-опромінення, яке проходить по воздуховодам повітря і впливає обробленим повітрям на всі внутрішні поверхні вентсистем, тим самим знижує рівень поширення вірусів і мікробів до безпечного мінімуму також ефективно знезараження повітряного середовища в повітроводах сприяє додатковому очищенню всієї системи повітропроводів і компонентів вентсистем. Також важливі і ефективні спо-

соби обробки повітря озоном, який руйнівню діє на структуру ДНК вірусів, мікробів і бактерій. При каналній установці УФ-знезаражувачі для обробки циркулюючих повітряних мас озоном, з подальшим його розкладанням, відмінно очищається повітря і контактні поверхні вентиляційних приміщень

УФ опромінення, що впливає на мікроби, віруси і бактерії надають руйнівну дію на їх ДНК, перешкоджає їх розмноженню і призводить до подальшого вимирання. Світлові хвилі певного UVC-спектра (200-280 Нм) мають ефективним бактерицидну дію, а випромінювання з довжиною хвиль в 254 Нм володіє піковим ефектом для деактивації клітин патогенних мікроорганізмів, в тому числі і коронавірусів COVID-19.

Для дезінфекції і якісного очищення повітря в приміщеннях пропонується встановлювати компактний автономний УФ-рециркулятор (мал.3). Який очищує від шкідливих патогенних мікроорганізмів повітря всередині приміщення і попереджує поширення їх в інші приміщення. Плюси: компактність, простота монтажу, достатня ефективність. Недоліки - більш високе енергоспоживання, контроль часу роботи, необхідність заміни ламп і їх подальшої утилізації.

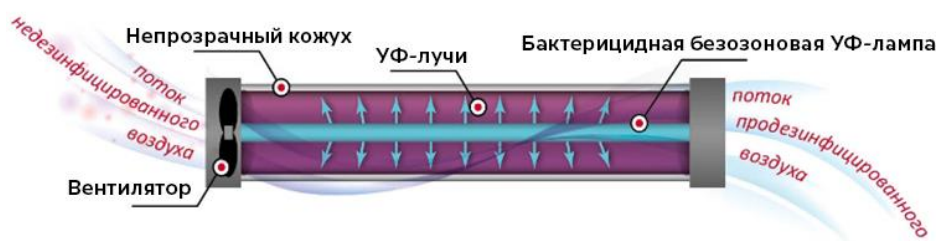


Рис. 3 - автономний УФ-рециркулятор

Ще одним шляхом для покращення економічності ССККП, а саме зниження енерговитрат під час експлуатації повітроохолоджувачів має неабияку актуальність оскільки 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.

Основних напрямком для вирішення 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 повітро-охолоджувача.

Саме тому перш за все необхідно вирішити задачу мінімізації значення собівартості виробництва холоду:

$$S = C/Q_0,$$

де C – витрати на охолодження повітря; Q_0 – холодопродуктивність повітроохолоджувача.

Розглянувши можливі шляхи покращення функціонування одноканальної прямоточно-рециркуляційної ССККП яка є ефективною, та не є велико-

затратною, в одночас має можливість індивідуального регулювання мікроклімату в каюті, можливо обрати наступні напрями: встановлення пілотного 4-ходового реверсивного клапану на систему теплового насосу, що дозволяє швидко перемкнути режим роботи установки з режиму охолодження до режиму нагріву; встановити електронний розширювальний клапан який забезпечує оптимальне заповнення випарника; покращення санітарних умов екіпажу шляхом встановлення автономного УФ -рециркулятора.

Також 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.

Забезпечення оптимального режиму може бути досягнуто шляхом впливу на об'ємну витрату повітря та коефіцієнт теплопередачі теплообмінної поверхні повітроохолоджувача.

Список використаної літератури

1. Козьмініх М.А., Василюк Д. І., Визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувачів суднових холодильних установок, Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського, Том 31, № 5, с.с. 208-213.
2. Козьмініх М.А., Ольшамовський В.С., Удосконалення суднових систем вентиляції та комфортного і технологічного кондиціонування повітря. Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського, Том 31, № 1, с.с. 131-134.
3. Василюк Д.І., Козьмініх М.А., Онищенко О.А., Аналіз методів моделювання систем кондиціонування суднових приміщень. Вісник НТУ "ХПІ", Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2017. – № 7 (1229). с.с. 24-29.

Колесніченко В.І., Смірних Є. С., Козьмініх М.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз систем скраплення вторинної пари вантажу суден для перевезення скрапленого нафтового газу

У наш час рівень автоматизації суднових холодильних установок вторинного скраплення пари вантажу газовозів досяг вельми високого рівня та продовжує

Впровадження сучасних засобів автоматизації дозволило підвищити загальну ефективність і надійність експлуатації холодильної установки шляхом оптимізації режимів її роботи, організації контролю технічного стану обладнання.

Впроваджуються нові, прогресивніші типи холодильних установок з поліпшеною конструкцією механізмів і устаткування, що дає судновій холодильній техніці безперервно удосконалюватись.

На 2021 рік прийшлося дуже багато санкційних заходів, що до забруднення навколишнього середовища і руйнування озонового шару землі викидами NO_x та SO_x, які виникають при згорянні. При згоранні газу, в атмосферу Землі викидається набагато менше забруднюючих речовин, що може зробити його альтернативним паливом для суднових двигунів.

Як відомо, газ є економічним резервом майже кожної держави. Таких великих експортерів газу як: США, Норвегія та Близький схід – відокремлює від імпортерів великі дистанції, моря та океани. Тому, починаючи з другої половини XX-го століття, безперервно розвивається морське перевезення скрапленого газу. Нині в міжнародній торгівлі більше 75 % скрапленого газу транспортується по трубопроводах, а решта дуже значної кількості перевозиться морським шляхом на великі відстані за допомогою газовозів.

Метою роботи є вибір оптимальних конструкційних і експлуатаційних характеристик для зниження енерговитрат.

Об'єктом дослідження в даному випадку є процеси вторинного скраплення газу в каскадних установках та двоступеневе стиснення нафтових газів компресорами.

Установки вторинного скраплення, що працюють за комбінованою або каскадною схемою скраплення, найбільш складні і дорогі. Каскадна схема конденсації газу складається з нижньої гілки каскаду, в якій здійснюється повний цикл низького тиску (стиснення випару у вантажному танку компресором, його конденсація в конденсаторі і дроселювання у вантажний танк), і верхньої гілці каскаду, в якій також здійснюється повний замкнутий цикл високого тиску. При цьому конденсатор нижньої гілки каскаду є випарником верхньої гілки каскаду. Найпростіша схема каскадної установки вторинного зрідження газів представлена на рис. 1

У нижній гілці каскаду випарований у вантажному танку 4 газ засмоктується компресором 5, стискається в ньому і подається в конденсатор-

випарник 6. Тут він конденсується, віддаючи тепло холодильному агенту верхньої гілки каскаду. Далі сконденсований газ через регулюючий клапан 10 до тиску перевезення і повертається назад в вантажний танк 4.

У верхній гілці каскаду рідкий холодильний агент з відділювача рідини 7 насосом 8 подається в конденсатор-випарник 6, де частково випаровується, і надходить назад у відділювач рідини 7. У ньому відбувається поділ фаз і виділившийся пар холодильного агента відсмоктується компресором 1, стискається до тиску конденсації і подається в конденсатор 2. Тут пар конденсується, віддаючи тепло конденсації забортній воді, і надходить у ресивер 3. З ресивера рідкий холодильний агент дроселюється у дросельному клапані 10 і зливається у відділювач рідини.

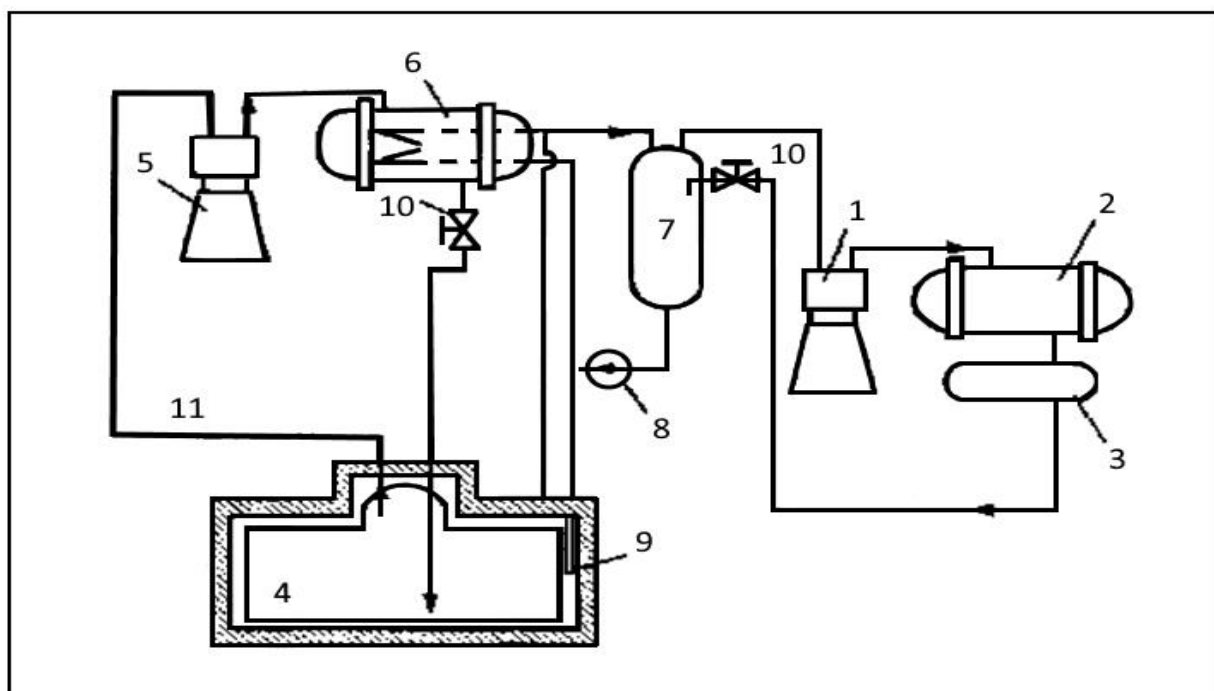


Рис. 1 Схема каскадної установки конденсації газів при ізотермічному способі перевезення: 1 - компресор верхньої гілки каскада; 2 - конденсатор; 3 - ресивер; 4 - вантажний танк; 5 - компресор нижньої гілки каскаду; 6 - конденсатор-випарник; 7 - відділювач рідини; 8 - насос; 9 - охолоджувач інертного газу; 10 регулюючий клапан.

На рис. 1 показана конструкція вкладної вантажної цистерни, де між цистерною і ізоляцією циркулює інертний газ (зазвичай азот), який охолоджується спеціальним змійовиком, зв'язаним з конденсатором-випарником.

При ізотермічному перевезенні етану і етилену (температура конденсації відповідно $-88,5 \dots -104^{\circ}\text{C}$) у каскадній установці використовуються двоступеневі компресори. Наприклад, на експериментальному багатоцільовому газозові «Pythagore» каскадна схема включає двоступеневий закритий пропановий цикл і двоступеневий відкритий етиленовий цикл.

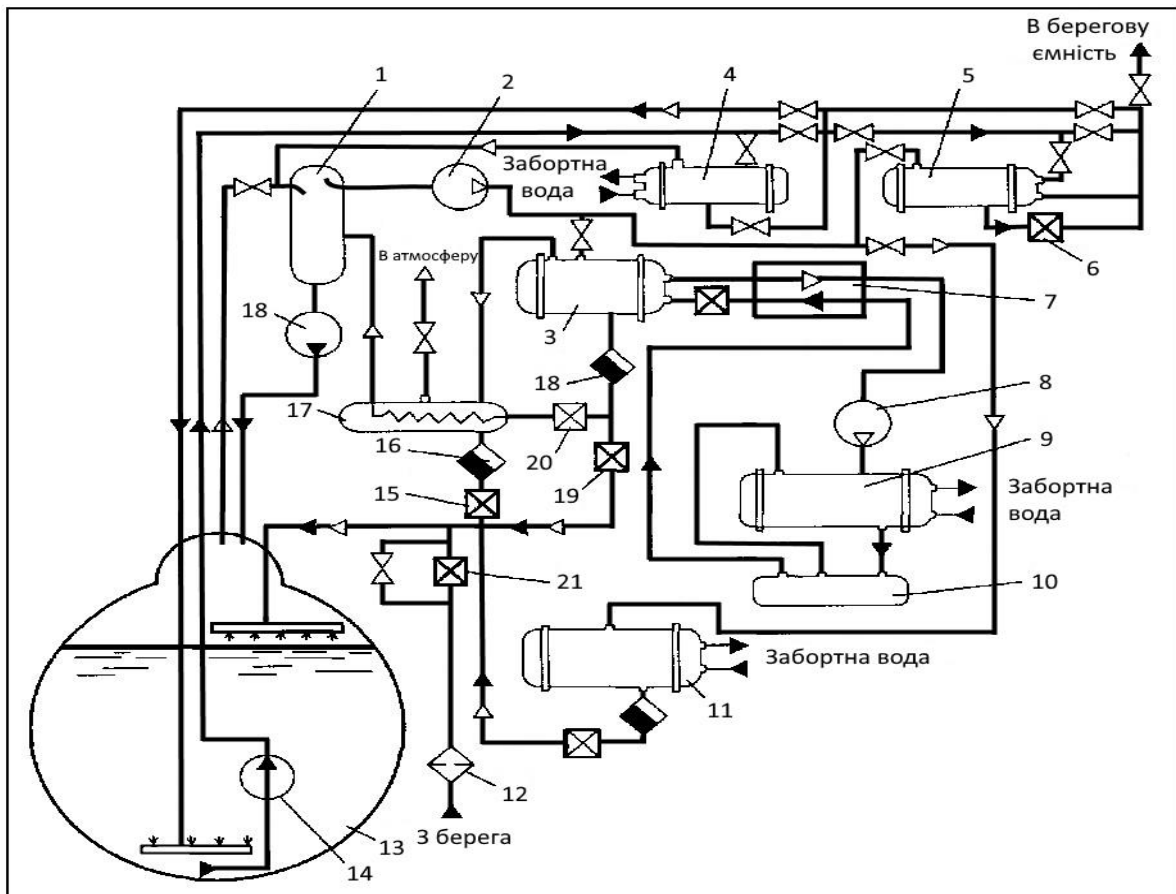


Рис. 2 Схема каскадної установки вторинного зрідження нафтових газів

На рис. 2 зображена практично повна схема каскадної установки вторинного зрідження нафтових газів, що застосовується на газовозах великої вантажомісткості. Установка легко пристосовується до різноманітних експлуатаційних умов. Наприклад, при перевезенні бутану, для якого не потрібна висока ступінь стиснення, можна відключити верхній каскад і працювати за прямим методом зрідження. Для цього в схемі передбачено конденсатор вантажу 11. У цьому випадку утворений у вантажному танку пар всмоктується через віддільник рідини 1 газовим компресором 2, стискається в ньому і подається у вантажний конденсатор 11. Тут пар конденсується, віддаючи тепло заборотної води, дроселюється в дросельному клапані до тиску перевезення і прямує назад у вантажний танк 13.

Двоступеневе стиснення

Режим роботи УВСТГ в значній мірі залежить від температури заборотної води, що охолоджує конденсатор, температури транспортування вантажу, а також від роду самого вантажу. Так, наприклад, підвищення температури заборотної води викликає зростання температури конденсації вантажу, а з нею - підвищення тиску конденсації і тиску нагнітання компресора. І навпаки, зниження температури транспортування вантажу, зменшує тиск на всмоктуванні компресора. У всіх випадках зростання перепаду тисків на поршень компресора негативно позначається як на його роботі, так і на роботі компресорної установки в цілому. При знаходженні поршня компресора у верхній мертвій точці, в обсязі, утвореному дном поршня і нижньою

поверхнею кришки циліндра (мертвому просторі), залишаються стислі пари, які розширюються при зворотному ході поршня і займають частину корисного об'єму циліндра. Чим вище тиск в кінці стиснення, тим більша кількість парів залишається в мертвому просторі, і тим більший корисний об'єм циліндра вони займають при розширенні, зменшуючи тим самим дійсну подачу компресора. зниження тиску всмоктування, також зменшує корисний об'єм циліндра компресора, оскільки для всмоктування пари потрібне більше розширення пара і, отже, більша частина корисного обсягу циліндра.

Всі фірми, виробники компресорів, дають граничні значення різниці тиску нагнітання і всмоктування для кожного компресора Так, фірма Зульцер, для своїх поршневих компресорів, які використовуються в установках вторинного зрідження, дає граничне значення різниці тисків всмоктування і нагнітання в 6,5 бар, перевищення цього параметра призводить до значного зростання об'ємних втрат і різкого зниження подачі компресора.

У двоступеневої УВСТГ пари вантажу перегріваючись у верхній частині танка, проходять через віддільника рідини ВР на всмоктування 1-го ступеня компресора (рис. 3). На діаграмі Рамзіна цей процес відобразиться лінією (1-2) (рис. 4).

У першому місці пари стискаються до деякого проміжного тиску P_p (2-3) і направляються для охолодження в проміжний охолоджувач (ПО). Проходячи через шар киплячій рідини, гарячі пари повністю охолоджуються до стану насичення (3-4), після чого всмоктуються 2-й щаблем компресора. У другому рівні компресора відбувається остаточне стиснення парів до кінцевого значення тиску конденсації p_k (4-5). Стислі гарячі пари вантажу охолоджуються забортної водою в конденсаторі КД до температури конденсації і потім конденсуються при постійному тиску (5-6). Теплий рідкий вантаж у проміжному охолоджувачі ПО ділиться на 2 потоки: невелика частина загального потоку, дроселіруючись в регулювальному клапані РВ1 (6-А), до проміжного тиску P_p , направляється в проміжний охолоджувач для підтримки в ньому необхідного рівня рідини.

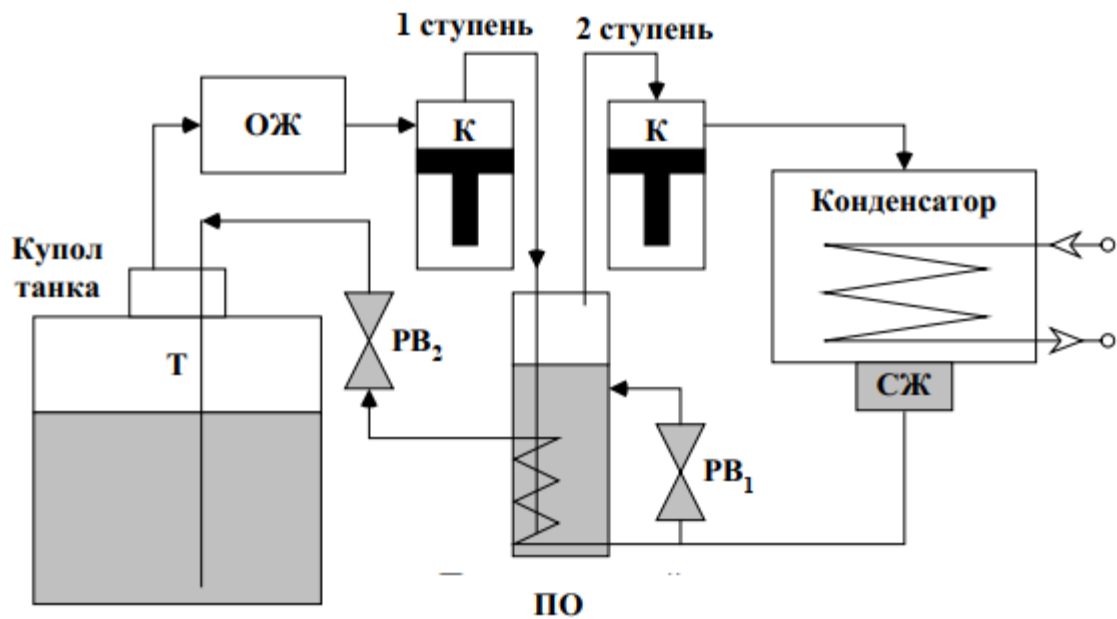


Рис. 3 Двоступенева УВСГ із ПО

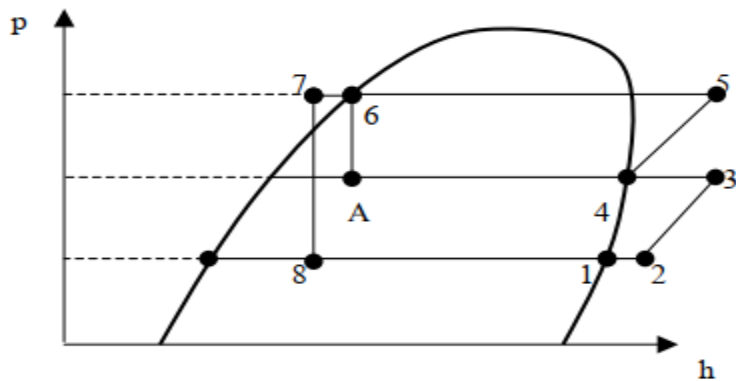


Рис. 4 Цикл двоступеневої УВСГ з ПО

Основний же потік конденсату проходить всередині змійовика проміжного охолоджувача, сильно при цьому переохолоджуючи (6-7). І наприкінці, дроселюючись в регулюючому клапані РВ2, парожидкісна суміш скидається в танк.

Виконавши аналіз двоступеневої схеми ми можемо зробити висновки про те, що розглянута схема є набагато ефективніша ніж одноступенева. На суднах газозовозів при застосуванні розглянутих схем найбільш розповсюдженими залишаються компресори поршньового типу. Основною перевагою є їх помітна дешевизна у порівнянні з компресорами інших типів, відносна простота виробництва, висока ремонтпридатність.

Список використаної літератури:

1. Баскаков С.П., Курс лекцій по программе Специализированная подготовка персонала газозовозов, Санкт-Петербург, 2000, 269 с.

2. Козьминых Н.А., Занько О.Н., Голиков В.А., Писклов В.Т., Холодильные установки газовозов и их эксплуатация, М. :В/О Мортехинформреклама, 1988.-32 с.

3. Козьмініх М.А., Дулдієр О.П., Чепаліс І.В., Системи скраплення газу та вантажні системи суден-газовозів, Одеса: НУ «ОМА», 2018. – 68 с.

Визначення критеріїв вибору холодильних агентів для застосування в судновому холодильному обладнанні

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].

З іншого боку необхідно звернути увагу на енергетичну ефективність холодильної установки враховуючи її призначення та умови експлуатації в залежності від обраного холодильного агента [2,4].

Одним зі шляхів розв'язання проблеми було б отримання комплексного критерію оцінки для обрання холодильного агента, 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 інші) [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*).

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.

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 ($P_{\text{вип}}$) 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 $N_{\text{в.н.2}}$.

Розглядаючи випадки застосування обраних для порівняння холодильних агентів при стандартних умовах, тобто: температура випаровування $t_0 = -15^\circ\text{C}$; температура конденсації $t_k = +30^\circ\text{C}$; $t_{\text{вс}} = -5^\circ\text{C}$; температура переохолодження $t_{\text{но}} = +25^\circ\text{C}$, можливо отримати відповідні залежності, що характеризують взаємовідносини та зміну обраних для порівняння параметрів.

Отримані залежності дозволяють зробити попередню оцінку енергетичної доцільності застосування обраних для розгляду холодильних 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 холодильного коефіцієнту.

Дещо інакший характер має співвідношення експлуатаційних параметрів при стандартних умовах.

Врахування тільки експлуатаційних показників в процесі обрання холодильного агенту для застосування в конкретній холодильній установці не достатньо для кінцевого висновку. Як під час проектування, так і у випадках необхідності заміни холодильного агенту важливе значення мають тиски конденсації (P_k), випаровування ($P_{\text{вип}}$) та їх співвідношення.

Виходячи з вищевикладеного можливо дійти до висновку, що при обранні 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.

В якості показників, що визначають екологічність холодильних агентів доцільно запропонувати такі показники як GWP та ODP , значення яких ві-

домі 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 $N_{\text{вод}}$ (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 $P_{\text{вип}}$ 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 агента можливо запропонувати наступну залежність:

$$K = \frac{\varepsilon \cdot P_{\text{вип}} \cdot \lambda}{GWP_p \cdot ODP_p \cdot P_k \cdot N_e}$$

Результати розрахунку для обраних для порівняння холодильних агентів наведені в таблиці 1.

Аналізуючи значення комплексного показника при зміні необхідної температури випаровування можливо зробити попередні висновки, що до доцільності використання того чи іншого холодильного агента в залежності від технологічних вимог.

Таблиця 1 - 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

Латература

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.

Кузьменко Б. В., Кардаш В. П.

Національний університет "Одеська морська академія"

Вплив тертя в опорах валів на надійність суднових допоміжних механізмів

В сучасному суднобудуванні суднові допоміжні механізми СДМ обладнуються виконавчими механізмами, в яких використовуються підшипники кочення в якості опор, що забезпечують підтримання та стабілізації положення осей валів СДМ. Ведуче положення за своєю кількістю на судні займають підшипники кочення.

Ресурс підшипників кочення в процесі їх конструювання підвищують перш за все вибором якісної сталі для тіл кочення та кілець з мінімальним вмістом шкідливих домішок та мікродфектів. Так, дослідження впливу вакуумування підшипникової сталі на її експлуатаційні характеристики показало, що завдяки зниженню вмісту кисню в 1,5...2 рази та азоту на 20...30% збільшується ресурс дослідних підшипників при стендових випробуваннях у 1,5 рази [1].

Виробники СДМ працюють в двох напрямках.

Перший – це інженерія поверхонь, другий – зміна реологічних властивостей мастильних матеріалів.

Властивості деталей починають формуватися в процесі відливу, обробки тиском та механічної обробки. При виконанні зазначених операцій закладаються міцності характеристики та інші показники довговічності підшипників кочення.

Технологічні способи зміцнення робочих поверхонь можна класифікувати в такій послідовності:

- хіміко-термічне;
- пластичне деформування (наклеп);
- поверхнева закалка;
- наплавна і плазмене напилення;
- нанесення неметалевих покриттів;
- іонна імплантація.

На даний час одним із ефективних способів для підвищення зносостійкості вузлів тертя є нанесення на поверхню підшипників кочення тонкої молекулярної захисної плівки, організованої в результаті хімічного або адгезійного зв'язку.

Наявність в зоні тертя такої плівки істотно змінює протікання в ній триботехнічних процесів:

- створюється позитивний градієнт механічних властивостей по товщині плівки;
- зрушення матеріалу в плівці відбувається з невеликим опором;
- змінюється характер змочування і розтікання мастильних матеріалів;

- більшість не металевих покриттів, представляють собою складні органічні сполуки, є орієтантами мастильного матеріалу упорядковують і створюють структуру в пристінному шарі змощувального матеріалу.

Дослідження структури мастильного шару, вимірювання товщини плівки, висадженої на поверхні сталі ШХ-15, проводилась еліпсометричним методом [2].

Процес тертя реалізується в змащувальному шарі вузлів СДМ товщина яких коливається від кількох мономолекулярних шарів до 20 мкм. При цьому пристінковий масляний шар – це епітропний рідкий кристал.

При аналізі поведінки масляних матеріалів виявляється фізична нелінійність коефіцієнта в'язкості, звертає на себе увагу той фактор, що всі вони є дисперсними системами, з коефіцієнтом в'язкості, що зменшується із зростанням швидкості зсуву.

Таким чином, відкривається можливість зменшення витрат на тертя впливом на дисперсну систему, що дозволяє зменшити величину напруги зсуву, тобто скоротити енергетичні витрати на подолання сил опору.

Як показують дослідження проведені в НУ "ОМА" (Поповським Ю. М., Ханмамедовов С. А.) величина розклинюючого тиску залежить в значній мірі від структурної складової $P_s(h)$, величиною якої можливо управляти шляхом нанесення орієтанта структури мастильного матеріалу на робочу поверхню зони тертя.

Величина сили тертя може бути знижена за рахунок застосування сучасних технологій управління процесами тертя на робочих поверхнях деталей СДМ.

Використання орієтанта структури мастильного матеріалу дозволяє знизити інтенсивність зношування. Абсолютне значення зниження інтенсивності зношування залежить від типу застосованого орієтанта і технологій його нанесення.

Застосування фторорганічних сполук в якості орієтанта структури мастильного матеріалу вузлів СДМ вирішує два завдання:

підвищення несучої здатності мастильного шару за рахунок того, що деякі фторорганічні сполуки є орієтантами структури мастила і є бар'єрним покриттям, яке утримує мастильний матеріал в зоні тертя і тим самим покращує умови роботи вузлів, що труться на пускових і перехідних режимах роботи СДМ.

Технологія нанесення названого покриття є доволі простою.

Підвищення довговічності вузлів СДМ досягається зменшенням інтенсивності зношування. Так при досягненні інтенсивності зношування $I_h = 10^{-12}$ можливо отримання СДМ, яке не потребуватиме ремонту протягом усього життєвого циклу судна.

Для цього в вихідних вузлах необхідно реалізувати в пристінному мастильному шарі гомеотропну структуру мастильного матеріалу. Для реалізації гомеотропної структури пристінного шару мастильного матеріалу обрано

орієтант – СФК-180-05. Це високомолекулярна фториста сполука розчинена у хладоні R-113. Має в'язкість $\nu = 800$ сСт, щільність $1,9150 \text{ г/см}^3$, коефіцієнт переломлення $n = 1,3054$.

Створення плівки орієтанта на попередньо знежиреній поверхні деталей СДМ відбувається безпосередньо шляхом занурення деталі в розчин названого орієтанта в хладоні на 3 хвилини. Після цього, деталь витягувалась з розчину і сушилась в повітряному середовищі при температурі $18-25^\circ \text{C}$. Через 10 хвилин на робочу поверхню наносився базовий мастильний матеріал і деталь надходила на збірку опори валу [5].

При цьому слід уникати проявлення ефекту Ребіндера.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Сидоров Е.А. // По материалам с сайта www.snezona.ua.
2. Ханамамедов С. А., Заблоцкий Ю. В., Поповський К. М. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях со «смазочной способностью» // Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. Калинин: КГУ. 1989. -С. 49-57.
3. Поповський Ю. М., Ханамамедов С. А., Сагин С. В. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовая энергетика: научн. техн. сб. Одесса: 0.1994. Л93. -С. 26-27.
4. Дерягин Б. В., Поповський Ю. М. Жидкокристаллическое состояние граничных слоев некоторых полярных жидкостей // Колоид. Журн. 1982. Е.44.Ж95. -С. 863-870.
5. Кардаш В. П., Ханмамедов С. А. Повышение эффективности эксплуатации судовых устройств // Судові енергетичні установки: навч. – техн. сб. Одеса: 0.2007. Вип. 18. -С. 70-77.

Боштан І.В., Ольшамовський В.С., Хлієва О.Я.
Національний університет «Одеська морська академія»,

Аналіз можливостей підвищення енергетичної ефективності суднової холодильної машини провізійних камер

Підвищення енергетичної ефективності суднової холодильної техніки є пріоритетною задачею. За даними, наведеними у [1] суднова холодильна техніка (за винятком спеціалізованих рефрижераторних суден) може споживати до 40 % від усієї потрібної судновим системам електроенергії.

В роботі було розглянуто можливості підвищення енергетичної ефективності холодильної машини, яка вже встановлена на судні. Підходи, які аналізуються нижче, характеризуються відносно незначними змінами в вже встановленій холодильній системі, які можна реалізувати на практиці.

На першому етапі було виконано аналіз термодинамічного циклу, за яким працює холодильна машина провізійних камер, з метою оцінки можливостей підвищення її енергоефективності без значних матеріальних витрат на модернізацію. Для аналізу було обрано холодильну машину провізійної камери з одноступеневим поршневим компресором з об'ємною продуктивністю $V_h = 0.00450 \text{ м}^3/\text{с}$. Для побудови базового термодинамічного циклу (відносно якого було виконаний порівняльний аналіз) було прийняте:

- температура кипіння холодоагенту в випарнику камери з температурою $+4 \text{ }^\circ\text{C} - t_{01} = -6 \text{ }^\circ\text{C}$, перегрів парів у випарнику $0 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура кипіння холодоагенту в випарнику камери з температурою $-18 \text{ }^\circ\text{C} - t_{02} = -28 \text{ }^\circ\text{C}$, перегрів парів у випарнику $8 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура конденсації $t_k = 38 \text{ }^\circ\text{C}$;
- регенеративний теплообмінник відсутній;
- співвідношення між масовими потоками холодоагенту у високотемпературній та низькотемпературній камерах 32 % до 68 %.

Властивості холодоагенту в вузлових точках циклу приймалися за програмою RefProp [2].

На рис. 1 наведено значення холодильного коефіцієнту при різних параметрах холодильного циклу. На цьому ж рисунку можна прослідити при яких змінних параметрах було оцінено холодильний коефіцієнт.

Аналіз результатів, наведених на рис. 1, показує, що збільшення перегріву парів холодоагенту у випарнику високотемпературної камери від 0 до $8 \text{ }^\circ\text{C}$ призводить лише до незначного збільшення холодильного коефіцієнту (стовбці від 1 до 4) - на 0,8 %. Але так як цей підхід не вимагає ніяких додаткових витрат (тільки налаштування ТРВ), то його рекомендоване застосовувати на практиці. Слід відзначити, що перегрів парів у випарнику високотемпературної камери може бути встановлений на рівні $0 \text{ }^\circ\text{C}$, тому що пари не потрапляють відразу у компресор, а дроселюються до тиску у випарнику низькотемпературної камери, тим самим віддаляючись від стану насиченої пари.

Більш суттєвого збільшення холодильного коефіцієнту можна очікувати при підвищенні температури кипіння холодоагенту в випарнику низькотемпературної камери. Але можливості цього підходу обмежені:

- температурою об'єкта, що охолоджується (повітря в низькотемпературній камері),
- потрібним ступенем перегріву парів холодоагенту у випарнику.

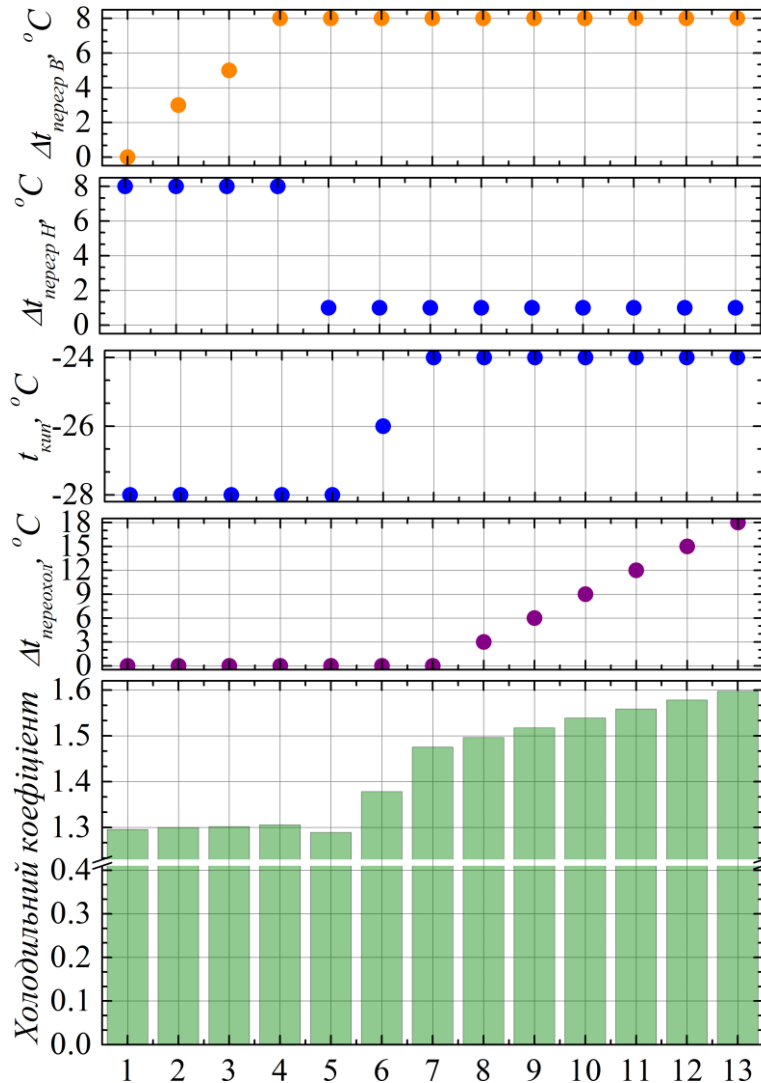


Рисунок 1 - Значення холодильного коефіцієнту при різних параметрах холодильного циклу: температура конденсації 38 °С, температура кипіння в випарнику високотемпературної камери мінус 6 °С, значення інших параметрів наведене у верхній частині рисунку

За паспортом холодильної машини, перегрів парів холодоагенту в випарнику слід встановлювати на рівні 8-10 °С, щоб в компресор потрапляв холодоагент без крапель рідини. В схемі холодильної машини, що розглядається, пари з випарника низькотемпературної камери змішуються з парами з випарника високотемпературної камери (останні є достатньо перегрітими відносно температури кипіння). Попередній аналіз показав, що навіть якщо перегрів парів у низькотемпературному випарнику буде дорівнювати 0 °С, то після їх змішування з парами з випарника високотемпературної камери отримана суміш буде достатньо перегрітою відносно температури кипіння та може подаватися у компресор. Тобто складності з вирішенням питання змен-

шення перегріву в випарнику низькотемпературної камери в розглянутій схемі відсутні. Тому для подальших розрахунків приймаємо перегрів парів 1 °С. А для точного підтримання такого перегріву пропонується замінити ТРВ на ЕРВ.

Таким чином, підвищення температури кипіння холодоагенту у випарнику обмежується температурою в низькотемпературній камері. В розглянутій системі температурний перепад (між холодоагентом, що кипить, та повітрям, що охолоджується) в випарнику 10 °С (при перегріві 8 °С). Суттєво зменшити температурний перепад без заміни теплообмінника та без збільшення потужності вентиляторів не можливо. Але при невеликому перегріві парів у випарнику (1 °С) його заповнення холодоагентом, що кипить, буде більш повним (на відміну від варіанту з великим перегрівом 8 °С). Тобто інтенсивність теплообміну при малому перегріві парів у випарнику буде більше (коефіцієнт тепловіддачі від парів холодоагенту до стінки теплообмінника менше, ніж від киплячого холодоагенту до стінки). Додатково можливість підвищення температури кипіння можна проаналізувати оцінив середньологарифмічну різницю температур у випарнику – рис. 2. Підвищення температури кипіння холодоагенту з – 28 °С до – 24 °С при одночасному зменшенні перегріву парів в випарнику з 8 °С до 1 °С забезпечує навіть збільшення середнелогарифмічної різниці температур з 5,3 до 5,5 °С. Тобто, з урахуванням більш повного заповнення випарника рідким холодоагентом можна очікувати досягнення потрібного теплового навантаження у випарнику без його модернізування при підвищенні температури кипіння на 4 °С.

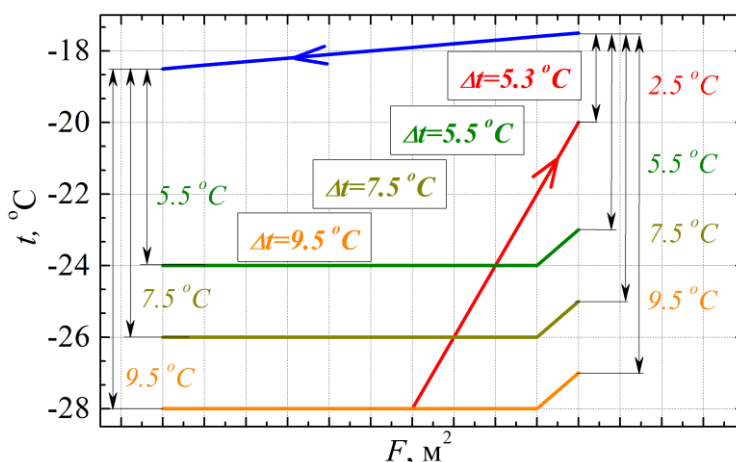


Рисунок 2 – Визначення середнелогарифмічної різниці температур в випарнику при різних температурах кипіння холодоагенту та зменшенні перегріву парів з 8 °С до 1 °С: синя лінія – зміна температури повітря при його охолодженні у випарнику; червона – зміна температури холодоагенту при його кипінні та перегріві на 8 °С; помаранчева, жовта та зелена - зміна температури холодоагенту при його кипінні та перегріві на 1 °С

Результати оцінки збільшення холодильного коефіцієнту при підвищенні температури кипіння холодоагенту у низькотемпературній камері з – 28 до – 24 °С демонструє рис. 1 (стовбці 5, 6 та 7). Холодильний коефіцієнт збільшився суттєво з 1,289 до 1,475, тобто на 14,5 %.

Далі була розглянута можливість впровадження регенеративного теплообмінника (теплообмінника, в якому рідина після конденсатора охолоджується за рахунок нагрівання парів перед входом в компресор). Такий теплообмінник у схемі не запланований, але відомо, що його впровадження призводить до збільшення холодопродуктивності холодильної машини при одночасному збільшенні потужності компресора (за рахунок перегріву парів перед компресором їх густина зменшується, а об'ємна витрата холодоагенту збільшується). Але збільшення холодопродуктивності може бути превалюючим перед збільшенням потужності компресору, що призведе до збільшення холодильного коефіцієнту.

Так як різниця між температурою конденсації та кипіння в схемі, що розглядається, досить суттєва, то й ступень переохолодження рідини після конденсатора може бути значною.

Результати оцінки збільшення холодильного коефіцієнту при впровадженні в схему регенеративного теплообмінника з різним ступенем переохолодження холодоагенту в ньому ($\Delta t_{\text{переох}}$ змінювалося від 0 до 18 °C) демонструє рис. 1 (стовбці від 7 до 13). Холодильний коефіцієнт збільшився суттєво з 1,475 до 1,597. Ефект вже не такий значний, як для випадку підвищення температури конденсації, складає 8,2 % та потребує модернізування обладнання з встановленням в системі регенеративного теплообмінника.

На другому етапі було проаналізоване можливість впровадження енергоефективного методу розморожування випарників. В даний час відтавання інію з поверхні повітроохолоджувачів переважно здійснюється за допомогою електронагрівачів або гарячими парами холодильного агента [3]. В розглянутій холодильній машині використовуються електронагрівачі, але такий підхід має ряд істотних недоліків технологічного характеру та характеризується доволі високим енергоспоживанням.

Для усунення недоліків відтаювання електронагрівачем пропонується видаляти інію з поверхні повітроохолоджувачів теплотою проміжного агента. Для цього пропонується створення окремої циркуляційної системи, в якій проміжний агент нагрівається до температури 50 ÷ 55 °C у форконденсаторі. У момент роботи холодильної установки проміжний теплоносій прокачується насосом мимо повітроохолоджувачів та направляється у форконденсатор 8, де відбирає частину тепла від пароподібного холодильного агента, який вийшов з компресора, далі теплоносій направляється у бак 1 (рис. 3), де накопичує теплоту. Для ініціювання розморожування на соленоїдні клапани 10.2 та 10.3 подається струм, проміжний теплоносій з баку прокачується через змійовики, розташовані біля повітроохолоджувачів 6, що призводить до відтаювання інію на їх поверхні [4].

Запропонована система на відміну від електронагрівачів забезпечує:

- підвищення якості видалення інію і скорочує тривалість відтаювання випарників у 1.5÷2 рази;
- зменшення процесу пароутворення і осадження водяної пари на холодних поверхнях повітропроводів, лопатях вентиляторів і інших холодних

елементах системи;

- підвищення умов електробезпеки і знизити пікове навантаження на електричну мережу в зв'язку з відсутністю тенів.

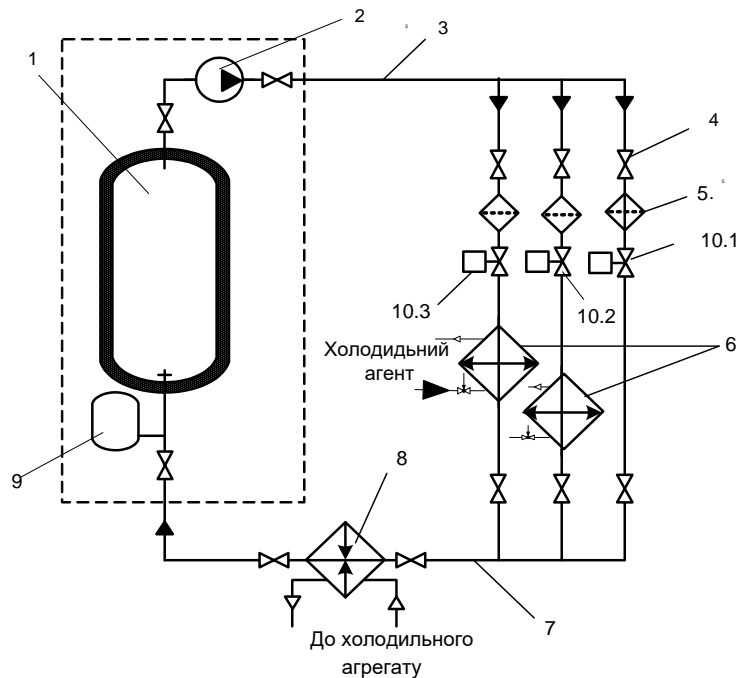


Рисунок 3 – Схема акумулювання теплоти конденсації холодильного агента і відтавання повітроохолоджувачів проміжним теплоносієм: 1 – бак акумулятор, 2 - насос, 3 – трубопровід прямого потоку, 4 – запірні клапани, 5 – фільтри, 6 – повітроохолоджувачі, 7 – трубопровід зворотного потоку, 8 – форконденсатор, 9 – розширювальний бак, 10.1 ÷ 10.3 – соленоїдні вентилі.

Недоліком пропозиції є необхідність монтажу окремої системи, яка потребує додаткової території для встановлення баку акумулятора разом з насосами та трубопроводами. Також система буде витрачати додаткову потужність дизель-генераторів на роботу насоса, але ця потужність може бути меншою, ніж потужність електрообігрівачів повітроохолоджувачів. Це питання планується проаналізувати у подальших дослідженнях автора.

Таким чином, чотири розглянутих вище підходи призводять до підвищення енергоефективності холодильної машини провізійної камери, можуть призвести до збільшення холодильного коефіцієнту на величину від 1,296 до 1,597, підвищити якість та скоротити час відтаювання інею з поверхні випарника. В подальшому планується оцінка доцільності модернізування холодильної машини з урахуванням зниженням електроспоживання компресором (економії палива на вироблення електроенергії, що споживає компресор) та додаткових витрат на модернізацію.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Lugo-Villalba R.A., Guerra M.A., L'opez BS. Calculation of marine air conditioning systems based on energy savings. *Ship Science & Technology*. 2017. Vol. 11(21). P. 103–17.

2. REFPROP: Reference fluid thermodynamic and transport properties, NIST standard reference database 23, Version 8.0 / E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden. - Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology, 2007.

3. Amer M., Wang C.C. Review of defrosting methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017. Vol. 73. P.53-74.

4. Боштан І.В., кер. Ольшамовський В.С. Наукова робота, подана для участі у II турі Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт в галузі наук «Суднобудування та водний транспорт», за науковим напрямом «Суднові енергетичні установки»

Аналіз енергетичних показників холодильної машини у складі суднового кондиціонера повітря при роботі на холодоагентах R404A та R134a

Сьогодні перед судною холодильною технікою постає задача з поступового переходу на використання холодоагентів з низьким потенціалом глобального потепління, на першому етапі на холодоагенти з GWP (global warming potential) < 2500 . Додаткова складність пов'язана з горючістю більшості замін для традиційних холодоагентів, тому вони не можуть бути реальною альтернативою для суднових холодильних систем.

Холодильна машина системи кондиціонування повітря, яка розглядалася в роботі, використовує холодоагент R404A (GWP=3750). В роботі було виконано аналіз наявних на ринку холодоагентів для заміни R404A: R442A, R448A, R449A, R452A. Але усі вони мають суттєвий недолік саме для застосування у суднових холодильних системах: високу неізотермічність кипіння та конденсації (від 4 до 6 °C). При витоках такого холодоагенту дозаправляти систему заборонено, тому що змінюється його склад (втрачаються легкокиплячі компоненти). Саме для суднової холодильної системи рівень витоків при експлуатації найбільший, у середньому 30 % від заправки на рік [1]. З урахуванням великої потужності системи кондиціонування, та вартості альтернативних холодоагентів, яка суттєво вище, ніж традиційних, повна заміна холодоагента при його частковій втраті буде доволі коштовною.

Найбільш привабливою альтернативою для систем кондиціонування є холодоагент R134a (GWP=1300). Він є досить розповсюдженим у сучасному холодильному обладнанні. Однак, останні роки частка холодоагента R134a у системах комфортного кондиціонування повітря торгових суден зменшилася [1], та він був замінений холодоагентами R404A, який є «універсальним» як для суднових систем комфортного кондиціонування повітря, так й холодильних машин провізійних камер. Таке витиснення холодоагенту R134a та використання однакового для усіх суднових систем (переважно R404A) пояснюється перш за все зручністю при обслуговуванні холодильних систем на судні. Але з точки зору ефективності роботи системи кондиціонування, холодоагент R404A не є «оптимальним» робочим тілом.

Порівняння енергетичної ефективності суднової системи кондиціонування було виконане на прикладі реального кондиціонера з об'ємною продуктивністю компресора $0.050645 \text{ м}^3/\text{с}$. при температурі кипіння холодоагенту $+7,2 \text{ °C}$ та температурі конденсації $42,4 \text{ °C}$. При розрахунку параметрів циклу також враховувалася наявність регенеративного теплообмінника. Властивості холодоагенту в вузлових точках циклу приймалися за програмою RefProp [2]. Результати розрахунку холодильного коефіцієнту при роботі кондиціонера на R404A та R134a при однакових параметрах циклу з урахуванням ре-

льних процесів у холодильному компресорі (ізоентропного ККД, коефіцієнту подачі та інше) наведено на рис. 1.

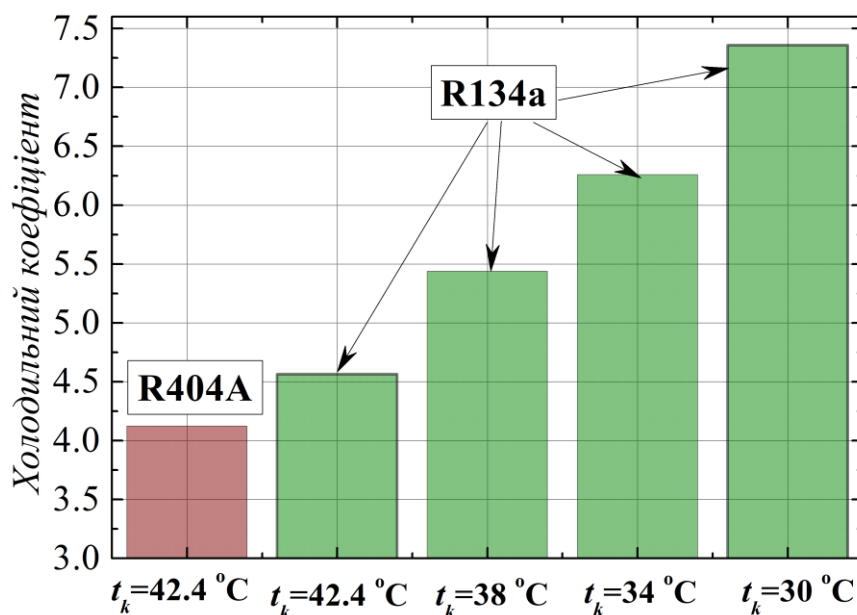


Рисунок 1 – Залежність холодильного коефіцієнта холодильної машини системи комфортного кондиціонування повітря при роботі на двох холодоагентах та при різних температурах конденсації холодоагенту R134a (температура кипіння $7,2^\circ\text{C}$, перегрів у випарнику 1°C , переохолодження за рахунок регенеративного теплообміну 5°C)

Було показано (рис. 1), що холодильний коефіцієнт при переведенні системи кондиціонування повітря з холодоагенту R404A на R134a збільшується приблизно на 10,7 % (з 4,12 на 4,56). Тобто, перехід на R134a буде сприяти не тільки зниженню емісії парникових газів (при втраті холодоагенту в процесі експлуатації обладнання), але й зниженню енергоспоживання при роботі кондиціонеру повітря.

Але слід зазначити, що певним недоліком застосування холодоагенту R134a в судновому кондиціонері, що розглядається в роботі, є менша (більш ніж на 30 %) холодопродуктивність, ніж при роботі на холодоагенті R404A при рівних робочих умовах. Пояснюється це тим, що густина R134a перед входом в компресор завдяки невисокому тиску при температурі кипіння нижче, ніж для холодоагенту R404A. Хоча зниження холодопродуктивності при ретрофіті допустимо, але це призведе до збільшення коефіцієнту робочого часу кондиціонеру.

Підвищення енергетичної ефективності суднової холодильної техніки є пріоритетним напрямом при її переведенні (ретрофіті) на використання альтернативних холодоагентів з низьким потенціалом глобального потепління. Відомо, що при виборі холодоагенту для ретрофіту недопустиме зниження енергоефективності холодильної машини. Але необхідність проведення процедури ретрофіту можна використати для модернізування холодильної машини з метою додаткового підвищення її енергетичної ефективності. З цією метою була розглянута доцільність заміни термостатичного розширювально-

го (терморегулюючого) вентиля (ТРВ) на електричний регулюючий вентиль (ЕРВ).

В суднових холодильних системах найбільше поширення знайшли ТРВ. Але вони мають наступні недоліки: вузький допустимий діапазон зміни продуктивності (зазвичай не менше 50...60% від максимального значення), ефективна та надійна робота лише до певного мінімального перепаду тиску на ТРВ та деякі інші. Заміна ТРВ на ЕРВ дозволить холодильній машині працювати при перемінній температурі конденсації, що призведе до значного підвищення холодильного коефіцієнту при зниженні температури води, що охолоджує конденсатор. Відомо, що зниження температури охолоджуючого середовища тягне за собою зниження температури конденсації, що негативно сказується на роботі ТРВ, але ЕРВ при цьому працює стабільно.

Очікуване збільшення холодильного коефіцієнту при зниженні температури конденсації з 42,4 до 30 °С демонструє рисунок 1. Як видно, зниження (коли це можливе) температури конденсації з 42,4 °С до 30 °С суттєво збільшує холодильний коефіцієнт на величину до 60%. Зрозуміло, що таку низьку температуру конденсації підтримувати не завжди можливо, але при наявності низької температури заборотної води зменшувати її витрату через конденсатор для підтримання постійної температури конденсації 42,4 °С нерозумно.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Hafner I., Gabrielli C., Widell K. Refrigeration units in marine vessels: Alternatives to HCFCs and high GWP HFCs. Copenhagen: Nordic Council of Ministers. 2019. <https://doi.org/10.6027/TN2019-527>
2. REFPROP: Reference fluid thermodynamic and transport properties, NIST standard reference database 23, Version 8.0 / E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden. - Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology, 2007.

Обґрунтування вибору холодоагенту R407F для ретрофіту суднової холодильної машини провізійних камер

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 запропонувала лінійку холодоагентів для суднової холодильної техніки з $GWP < 2500$ – рис. 1.

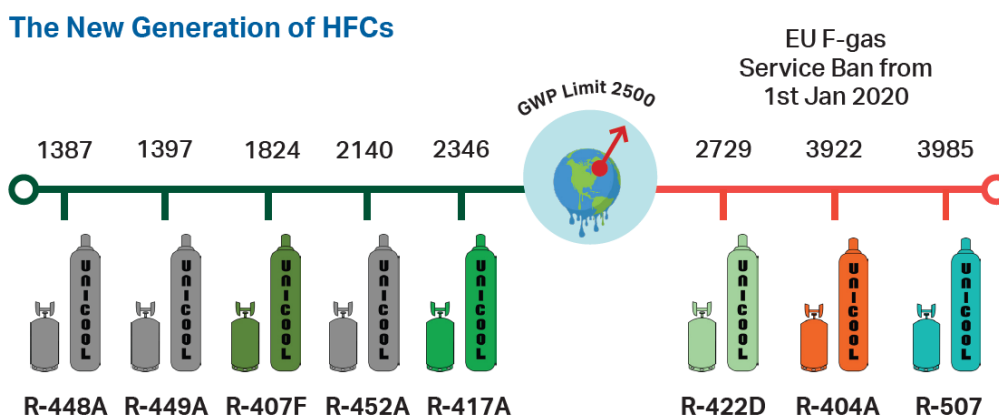


Рисунок 1 - Лінійка холодоагентів для суднової холодильної техніки від Wilhelmsen [1]

Усі п'ять запропонованих холодоагентів є пожежебезпечними, що є важливим для суднової холодильної техніки. Ї тут постає важливе практичне питання: який з запропонованих холодоагентів обрати для заміни певного робочого тіла в конкретному холодильному обладнанні? 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. З підібраних за цими параметрами холодоагентів з метою подальшого вибору раціонального варіанту найбільш доцільним є оцінка холодопродуктивності та холодильного коефіцієнту холодильної машини на усіх робочих тілах.

Нижче наводиться таблиця 1 з деякими термодинамічними характеристиками альтернативних холодоагентів. Параметри, наведені у таблиці, були отримані за допомогою бази даних теплофізичних властивостей холодоагентів RefProp [2].

Для подальшої оцінки холодопродуктивності та холодильного коефіцієнту було обрано холодильну машину провізійної камери з одноступеневим поршневым компресором з об'ємною продуктивністю $V_h = 0.00588 \text{ м}^3/\text{с}$. Для побудови термодинамічного циклу було прийняте:

- температура кипіння холодоагенту в випарнику камери з температурою $+4\text{ }^{\circ}\text{C} - t_{01} = -6\text{ }^{\circ}\text{C}$, перегрів парів у випарниках $1\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура кипіння холодоагенту в випарнику камери з температурою $-18\text{ }^{\circ}\text{C} - t_{02} = -27\text{ }^{\circ}\text{C}$, перегрів парів у випарниках $1\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура конденсації $t_k = 42\text{ }^{\circ}\text{C}$, переохолодження після конденсатору за рахунок регенеративного теплообміну - $\Delta t = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Розрахунок виконувався за допомогою програми RefProp [2]. Отримані значення холодильного коефіцієнту при роботі холодильної машини на різних холодоагентах наведено на рис. 2.

Таблиця 1 - Термодинамічні характеристики альтернативних холодоагентів, перспективних для застосування у холодильній машині провізійної камери

Холодоагент	R448A	R449A	R407F	R452A	R417A
Склад холодоагенту, % мас.	R32/ R125/R1234yf/ R134a/R1234ze(E) 26/26 /20/21/7	R32/R125/R1234yf/ R134a 24,3/24,7/25,3/25,7	R32/R125/ /R134a 30/30/40	R32/R125/ R1234yf 11/59/30	R125/ R134a/ бутан 46,6/50,0/3,4
Критична температура, $^{\circ}\text{C}$	82,7	82,1	82,6	75,0	85,4
Температура нормального кипіння, $^{\circ}\text{C}$	-46,1...-39,9	-45,7...-40,0	-46,1...-39,7	-46,9...-43,1	-39,1...-34,1
Середній тиск при температурі $42\text{ }^{\circ}\text{C}$, МПа	1,866	1.847	1.913	1.923	1.473
Середній тиск при температурі $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$, МПа	0,2098	0.2078	0.2099	0.2263	0.1563
Неізотермічність кипіння при температурі $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$, $^{\circ}\text{C}$	6,0	5.6	6.1	3.9	4.7

Як видно з результатів, наведених на рис. 2, усі альтернативні холодоагенти забезпечують більш високий холодильний коефіцієнт, ніж холодоагент R404A. Тобто, перехід на любий з розглянутих холодоагентів буде сприяти не тільки зниженню емісії парникових газів (при втраті холодоагенту в процесі експлуатації обладнання), але й зниженню енергоспоживання при виробництві одиниці штучного холоду. З усіх розглянутих холодоагентів, найбільший холодильний коефіцієнт забезпечує R407F, а також R448A та R449A. Але останні два холодоагенти на сьогодні мають велику вартість на ринку, тому що містять у своєму складі R1234yf (компонент, який має складну технологію його виробництва), яка в перспективі не буде суттєво знижуватися.

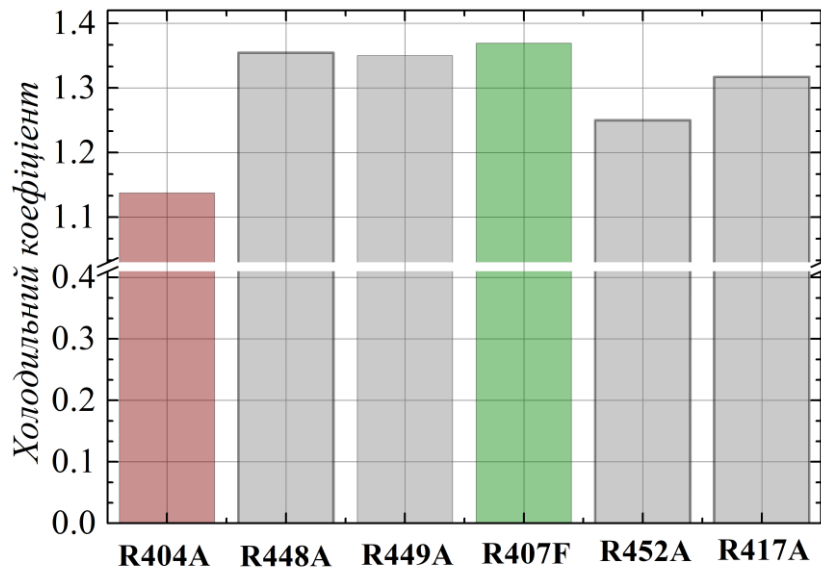


Рисунок 2 – Значення дійсного холодильного коефіцієнту циклу за яким працює холодильна машина провізійної камери (температура кипіння -6 та -27 $^{\circ}\text{C}$, перегрів у випарниках 1 $^{\circ}\text{C}$, температура конденсації 42 $^{\circ}\text{C}$, переохолодження за рахунок регенеративного теплообміну 5 $^{\circ}\text{C}$).

Крім того, було розраховано холодопродуктивність холодильної машини (окремо для високотемпературного випарника та для двох низькотемпературних). Для усіх холодоагентів, окрім R417A холодопродуктивність була несуттєво вищою, ніж при роботі холодильної машини на R404A. Але використання холодоагенту R417A не забезпечує достатню холодопродуктивність холодильної машини (1.562 кВт для низькотемпературних камер проти потрібної 2.128 кВт при роботі на R404A). Тобто при великих теплоприпливах в холодильні камери (у жаркому кліматі) така холодильна машина може працювати практично без виключень.

У зв'язку з виконанням аналізом остаточний вибір для холодильної машини провізійних камер падає на холодоагент R407F. Його переваги – невисока вартість, можливість заміни у обладнанні, що знаходиться у експлуатації, у рамках процедури ретрофіту (тобто без заміни базових вузлів), сумісність з компресорним мастилом, яке застосовувалося для R404A.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Refrigerants and Refrigeration equipment. Marine Products. Wilh. Wilhelmsen Holding ASA. <https://www.wilhelmsen.com/>
2. REFPROP: Reference fluid thermodynamic and transport properties, NIST standard reference database 23, Version 8.0 / E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden. - Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology, 2007.

Аналіз «кількості» та «якості» вторинного скидного тепла на торговельних суднах та ступеня його утилізації

На морських торгових суднах є великі кількості скидного тепла, яке досі не утилізується в повній мірі [1]. Аналіз сучасного рівня техніки показує, що утилізація відпрацьованого тепла може застосовуватися для різних цілей на судні та суттєво сприяти енергозбереженню [2].

Корисність або «якість» відпрацьованого тепла визначається температурою, при якій воно доступне споживачу. Теплова енергія поділяється на енергію низької, середньої та високої якості залежно від температурного діапазону - таблиця 1. Можливість використання скидного тепла безпосередньо залежить від його якості. З морських джерел велика частина втраченого тепла знаходиться між низькою та середньою якістю. У таблиці 2 наведено список основних джерел відпрацьованого тепла з типовим діапазоном температур для торговельного судна.

Таблиця 1 - Класифікація якості теплової енергії в залежності від діапазону температур [1]

Якість	Інтервал температур, °C
Висока	650 та вище
Середня	232...649
Низька	Менш ніж 232

Таблиця 2 - Діапазон температур основних джерел скидного тепла суднових енергетичних та допоміжних установок [1]

Джерело теплоти	Інтервал температур, °C
Інсенератор	850...1200
Відхідні гази двигунів	200...500
Наддувне повітря (вихід з компресора)	100...160
Вода охолодження двигунів	70...125

З перелічених потоків скидного тепла найвища якість характерна для відхідних газів інсенераторних печей для спалювання відходів. Саме ці гази мають найвищий потенціал з точки зору перспектив їх утилізації для перетворення в якісні енергетичні потоки. З іншого боку, інсенераторна установка працює з періодично, а кількість тепла, що вона скидає, досить мала порівняно з іншими потоками.

Відхідні гази двигунів є найкращим джерелом відпрацьованого тепла як з точки зору кількості, так і якості. Але є обмеження з рівня охолодження цих газів з метою відбору від них теплоти. Для двигунів на паливі зі вмістом сірки є ризик корозії обладнання при конденсації вологи з відхідних газів при їх глибокому охолодженні. MAN Diesel and Turbo рекомендує температуру газів на виході не нижче 165 °C, щоб уникнути кислотної корозії та накопи-

чення сажі в теплообмінниках відхідних газів [3]. Але є тенденція на перехід на використання палива з низьким вмістом сірки або без неї (газоподібне паливо). В майбутньому може зменшити ризик кислотної корозії при нижчих температурах охолодження відхідних газів.

Наддувне повітря на виході з турбокомпресора охолоджується для збільшення його густини перед подачею в двигун. Традиційно воно охолоджується водою в інтеркулері. Температурний діапазон повітря (таблиця 2) та безперервна подача під час роботи двигуні робить його потенційним претендентом на використання в установках утилізації теплоти.

Тепло, що відводиться водою, яка охолоджує двигун (вода з сорочки двигуна), зазвичай використовується в генераторі прісної води для виробництва питної води з морської або скидається в навколишнє середовище через теплообмінники. Незважаючи на те, що це джерело тепла низької якості, тепло води в сорочці є великим за кількістю і постійно доступним під час роботи двигуна.

В наступний час деякі виробники суднового енергетичного обладнання вже почали впроваджувати додаткові технології утилізації низькопотенційного тепла в практику. Наприклад, MAN Diesel&Turbo запровадили для утилізації теплоти на судах встановлювати WHRS систему (Waste Heat Recovery System) [4].

Сьогодні існує декілька різних WHRS які пропонуються виробником:

- ST-PT (Steam Turbine-Power Turbine) Парова турбіна - Силова турбіна (силова турбіна, парова турбіна, редуктор і генераторний блок з одинарною або подвійною паровою турбіною під тиском);
- STG (Steam Turbine Generator) паротурбогенераторна установка (Парова турбіна, редуктор і генератор одинарний або подвійний тиск пари);
- PTG (Power Turbine Generator) Силова турбогенераторна установка (Силова турбіна, редуктор і генератор).

Принцип роботи системи WHRS поставленого на дизельний двигун MAN B&W є такою: частина потоку вихлопних газів проходить в обхід турбокомпресора головного двигуна. В результаті загальна кількість повітря та вихлопних газів зменшуються. Через зменшення кількості повітря, що подається в двигун, та кількості вихлопних газів підвищується температура вихлопних газів після турбокомпресора головного двигуна та виходу вихлопних газів. Це означає збільшення можливої потужності виробництва пару для парового котла, та можливість використання пара для парової турбіни, для виробництва електроенергії.

PTG Силова турбогенераторна установка це найпростіша та найдешевша система, яка складається з силової турбіни та генератора, який перетворює енергію з турбіни в електроенергію для судна.

STG Паротурбогенераторна установка це система яка працює за принципом обходу вихлопних газів де підвищується температура вихлопних газів перед їх приходом до парового котла, без використання силової турбіни.

При застосуванні парової турбіни, як самостійного рішення, потік вихлопних газів змішується з потоком газів з турбокомпресора що сприяє підвищенню температури вихлопних газів перед входом у котел. Коли частина потоку вихлопних газів пройде через турбокомпресор, загальна кількість повітря і газів зменшиться і температура вихлопних газів збільшиться. Це збільшить потужність виробництва пари для котла.

ST-PT Парова турбіна-енергетична турбіна може використовуватись якщо потреби в електроенергії дуже високі, наприклад це контейнеровоз, то енергетична турбіна та парова турбіна можуть бути побудовані разом, щоб утворити комбіновану систему. У цій системі вихідна потужність силової турбіни може бути додана до генератора через редуктор, однак спочатку буде працювати парова турбіна, за якою вже буде йти силова турбіна.

Але такі системи засновані на утилізації високоякісної теплоти скидних газів двигунів. Системи, які утилізують низькопотенційну теплоту зараз виробниками практично не пропонуються (за деякими винятками, наприклад, опріснювальні установки).

Виконаний огляд показує глибокий потенціал підвищення енергоефективності судна за рахунок утилізації скидної теплоти. На практиці зараз реалізовані певні технічні рішення, але здороження енергоресурсів, посилення вимог до змісту забруднюючих речовин у відхідних газах може привести до техніко-економічної доцільності впровадження менш ефективних технічних рішень з утилізації скидної теплоти.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Singh D. V., Pedersen E. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy conversion and management*. 2016. Vol. 111. P. 315-328.
2. Barone G., Buonomano A., Forzano C., Palombo A., Vicidomini M. Sustainable energy design of cruise ships through dynamic simulations: Multi-objective optimization for waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 221. p.113166.
3. Wartsila Corporation. Wartsila 20DF product guide. Vaasa, Finland: W. Corporation; 2015.
4. Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI. MAN Diesel & Turbo. www.mandieselturbo.com

Глек Я.О., Борисов В.О., Квасницький Б.А.
Одеський національний технологічний університет

**Експериментальні дослідження коефіцієнту теплопровідності
багатокомпонентних матеріалів з фазовим переходом для
термоакумулювальних систем**

Акумулювання теплоти є одним з напрямів підвищення суднових енергетичних систем. Термоаккумулятори з матеріалами, що зберігають енергію у вигляді прихованого тепла (матеріалів з фазовим перетворенням), є більш доцільними для використання у суднових енергетичних системах у порівнянні з системами зберігання «явної» теплоти (системами, що базуються на акумулюванні теплоти матеріалами тільки за рахунок його нагрівання без фазового переходу). Основними перевагами систем акумулювання теплової енергії з матеріалами з фазовим переходом є:

- висока щільність зберігання теплоти (у Дж на 1 кг або 1 м³ матеріалу), що дуже важливо для судновій енергетики, з погляду на обмеженість місця на судні;

- ізотермічність (або незначне коливання температури) під час процесів заряджання/розряджання термоаккумуляторної системи.

Однак основними недоліками для широкого впровадження таких систем у практику є:

- низька теплопровідність найбільш поширених матеріалів з фазовим перетворенням

- відносно висока вартість термоаккумуляторних систем з матеріалами з фазовим перетворенням з розрахунку на одиницю енергії, що зберігається (у порівнянні з системами, що базуються на акумулюванні теплоти матеріалами тільки за рахунок його нагрівання без фазового переходу).

Подоланням першого недоліку зараз активно займається лабораторія теплофізики Одеського національного технологічного університету, керівником якої є проф. Железний В.П. [1-3].

В роботі наводяться узагальнені експериментальні результати дослідження впливу різних добавок на теплопровідність термоаккумуляторної речовини з фазовим переходом [1-3].

Парафін з температурою плавлення близько 53 °С (очищений технічний Т-3) було обрано як речовину з фазовим перетворенням завдяки його низькій вартості та низькій щільності (що важливо для суднових термоаккумуляторних систем).

В якості домішок до парафіну для підвищення теплопровідності було використано:

- алюмінієве волокно (вата) з середнім діаметром волокна 30 мкм (постачальник – Ekksol, країна-виробник – Германія);

- мідне волокно (вата) з середнім діаметром волокна 45 мкм (постачальник – Ekksol, країна-виробник – Германія);

- фулерен C_{60} (постачальник – Suzhou Dade Carbon Nanotechnology Co., Ltd., China, CAS# 99685-96-8), чистота $0.995 \text{ кг} \cdot \text{кг}^{-1}$;
- багатошарові вуглецеві нанотрубки (виробник «ТМСпецмаш», Україна) чистота $0.995 \text{ кг} \cdot \text{кг}^{-1}$;
- терморозширений графіт у вигляді порошку (постачальник – SGL Sigratherm, Германия), чистота $0.95 \text{ кг} \cdot \text{кг}^{-1}$, розмір частинок, визначений ситовим аналізом $D_{50} 200 \text{ мкм}$.

Для вимірювання теплопровідності матеріалу у твердій фазі було виготовлено зразки у вигляді таблеток діаметром приблизно 25 мм та товщиною 3...6 мм – рис. 1. Технологія створення усіх зразків наведена в роботах [1-3]. Слід зазначити, що частку таких добавок як фулерен C_{60} , вуглецеві нанотрубки та терморозширений графіт було обрано на основі експериментальних досліджень седиментаційної стабільності парафіну з добавками у розплавленому стані.



Рисунок 1 – Загальний вигляд зразків термоакумулювальних матеріалів (в порядку зліва направо): парафін без добавок, парафін з вмістом алюмінієвого волокна, мідного волокна, фулерену, вуглецевих нанотрубок, терморозширеного графіту

Теплопровідність зразків вимірювалася прибором Hot Disk TPS 2500 S (у відповідності до стандарту ISO 22007-2) з використанням сенсору All Kapton ($d=2 \text{ мм}$). Вимірювання здійснювалися при температурі навколишнього середовища ($20...22 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Для кожного вимірювання використовувалося по дві таблетки одного зразку. Результати вимірювань наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати експериментального дослідження впливу різних добавок на теплопровідність термоакумулювальної речовини з фазовим переходом (парафін технічний)

Термоакумулювальний матеріал	Масова частка добавки, $\text{кг} \cdot \text{кг}^{-1}$	Теплопровідність, $\text{Вт} \cdot \text{м}^{-1} \text{ К}^{-1}$
Парафін	0	$0,256 \pm 0,0030$
Парафін з вмістом алюмінієвого волокна	$0,285 \pm 0,011$	$0,455 \pm 0,034$
Парафін з вмістом мідного волокна	$0,756 \pm 0,150$	$0,328 \pm 0,086$
Парафін з вмістом багатошарових вуглецевих нанотрубок	0,00714	$0,260 \pm 0,0050$
Парафін з вмістом фулерена C_{60}	0,000936	$0,506 \pm 0,0043$
Парафін з вмістом терморозширеного графіту	0,111	$1,806 \pm 0,0316$

Як видно з результатів, присутність вуглецевих нанотрубок не призводить к збільшенню теплопровідності, тому їх використання в подальшому недоцільно.

Хороший ефект на теплопровідність при відносно невеликому вмісті дає присутність металевого волокна. Причому, менша масова частка алюмінієвого волокна в парафіні в порівнянні з масовою часткою мідного волокна дає більш високий приріст теплопровідності. Додатково слід звернути увагу, що алюмінієве волокно у порівнянні з мідним має більш меншу вартість, ніж мідне.

Досить перспективним є додавання до парафіну фулерену C_{60} . Невеликі домішки C_{60} призвели до збільшення теплопровідності у 2 рази, але вартість фулерена значна.

З отриманих результатів найбільший ефект на теплопровідність (збільшення приблизно в 7 разів) дає присутність в парафіні терморозширеного графіту. Ця добавка має невелику вартість, але її вміст в досліджуваному зразку термоакумулювальної речовини доволі високий (11 %). Великий вміст добавок приводить до зниження термоакумулювальної здатності парафіну як речовини з фазовим перетворенням.

З виконаного аналізу був зроблений висновок про перспективність використання в якості добавок до термоакумулювальних речовин з фазовим переходом металевих волокон (алюмінієвих), або терморозширеного графіту. Для останнього потрібні додаткові дослідження з пошуком його оптимальної частки з точки зору співвідношення збільшення теплопровідності та зменшення термоакумулювальної здатності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Khliyeva O., Zhelezny V., Paskal A., Hlek Y., Ivchenko D. The effect of metal wool on the charging and discharging rate of the phase transition thermal storage material. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2021. Vol. 4 (5 (112)). P. 12–20. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239065>
2. Khliyeva O.Ya., Zhelezny V.P., Nikulin A.G., Lapardin M., Ivchenko D.O., Palomo del Barrio E. Paraffin wax enhanced with carbon nanostructures as phase change materials: preparation and thermal conductivity measurement. 2021 IEEE 11th International Conference on “Nanomaterials: Applications & Properties” (NAP-2021). Odesa, Ukraine, Sept. 5-11, 2021. <https://doi.org/10.1109/NAP51885.2021.9568522>
3. Zhelezny V., Khliyeva O., Hlek Ya., Paskal A., Ivchenko D., Lapardin N. Experimental investigation of the effect of expanded graphite on the thermophysical properties and heating and cooling rate of paraffin wax in capsule of thermal energy storage system, Nanosystems, Nanomaterials, Nanotechnologies, 2022, vol. 20 (4) or 2023, vol. 21 (1), in press.

Вибір системи автономного освітлення з фотоелектричними панелями

Вступ. За останні десять років набули популярності автономні системи освітлення, це стало можливо завдяки енергоефективним світлодіодним світильникам, тонко-плівковим сонячним панелям та акумуляторам з великою кількістю циклів “заряд-розряд”. Частка вуличного освітлення на сонячній енергії в США та Китаї становлять приблизно 11% та 8% відповідно.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Стрімкий розвиток технологій привів до можливості перетворення сонячної енергії у електричну. Частка сонячної енергії зі всієї згенерованої електричної енергії у світі, складає приблизно 8,5 % [1] У комбінації з енергоефективними джерелами світла, з'являється можливість зробити освітлення міста, використовуючи сонячні панелі як джерело потужності. Встановлення автономного освітлення приваблює увагу багатьох дослідників, які вважають його перспективним для використання у заповідних зонах, гірських районах, що віддалені від електромереж. В роботі [2] автори проаналізували можливість використання фотоелементів для будівель та дійшли висновку про доцільність їх застосування. Автори роботи [3] розглянули особливості використання сонячних панелей для освітлення автомобільних шляхів, дослідження довели недостатність тільки її використання для живлення освітлення, розташованих в регіонах з нестабільним рівнем інсоляції.

Мета дослідження. Визначення доцільності встановлення автономного освітлення, на прикладі Дюковського парку у місті Одеса.

Виклад основного матеріалу. Система автономного освітлення має наступні переваги перед традиційним освітленням підключеним до міських мереж:

- не потребують кабельної мережі;
- незалежність від міських мереж;
- відсутність земляних робіт;
- довгі інтервали обслуговування;
- розвантажують систему під час пікових навантажень;
- відсутність оплати електроенергії, надійність роботи, екологічність.

До мінусів слід віднести нестабільну роботу під час морозів, снігопадів, великі капітальні вкладення.

Схема автономного освітлення складається з таких компонентів як: сонячна панель – елемент генерації електроенергії, акумулятор – пристрій якій накопичує енергію протягом доби, контролер заряду для ефективного зарядження акумулятора та світлодіодний світильник.

Спочатку необхідно вибрати джерело світла та його розташування. Від розташування джерела світла у просторі, залежить, як на площині буде розподілятися світло. Як правило, при виконанні освітлення пішохідних дорі-

жок в ширину від 2 до 6 метрів, відстань між опорами на які кріпляться світильники є 10-20 метрів, висота опори 5-8 метрів. Більша висота світової точки дозволяє легше виконати рівномірне освітлення, але потребує потужного джерела світла, при низькій висоті опори можливо використовувати мало-потужні світильники, але освітленість доріжки буде не рівномірна. Для визначення найбільш ефективного розташування ліхтарів, були проведені розрахунки освітленості у програмному комплексі Dialux Evo. При розрахунках змінювався – світловий потік світильника від 1000 лм до 5500 лм з кроком у 500 лм, висота опор приймалась 6 та 7 м, відстань між опорами – 10, 15, 20 метрів. За результатами розрахунків побудовано графік який зображено на рисунку 1. У якості джерела світла виступали світлодіодні світильники з широким типом кривих сил світла.

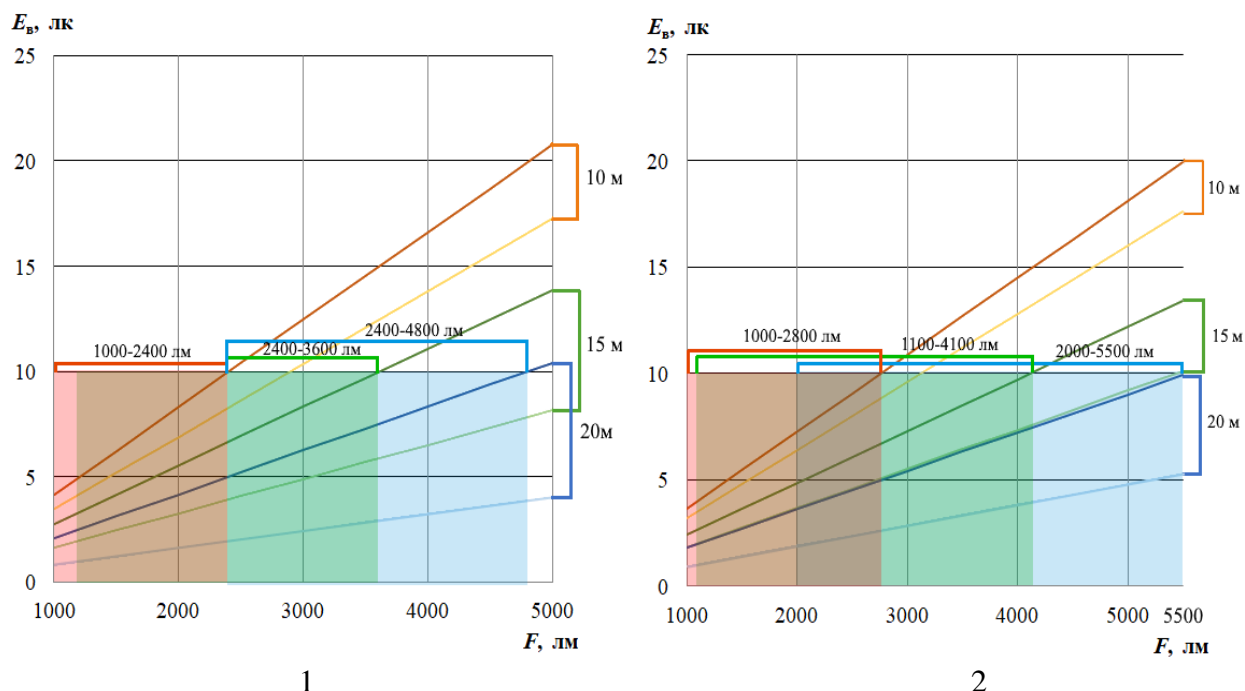


Рис. 1 – Графіки залежності освітлення поверхні вулиці від світлового потоку світильника, при постійній висоті світлових точок – 6 та 7 метрів відповідно

Червона ■ зона показує, що максимально допустимі значення світлового потоку для опор розташованих на відстані 10 метрів одна від одної та високою опори 6 метрів становить 2400 лм та для опор висотою 7 метрів - 2800 лм. Для опори висотою у 6 метрів для зеленої ■ зони, межі становлять 2400-3600 лм, та 1100-4100 лм для 7 метрів. Рамки використання світлового потоку світильників у блакитній ■ зони є 2400-4800 лм для опор висотою 6 метрів та для висоти світлових точок 7 метрів є 2000-5500 лм.

Верхня лінія кожної групи відповідає середньої освітленості, нижня мінімальної. Чим ближче розташовуються ці лінії, тим більш рівномірною є освітленість розрахункової поверхні.

У разі побудови автономної системи освітлення, коли на опорі розташовуються сонячна панель, акумулятор та світильник, які є досить дорогими, доцільно використовувати меншу кількість опор і відповідно більшу відс-

тань між ними. Саме тому для освітлення Дюковського парку вибираються світильники з світловим потоком від 3600 лм до 3900 лм, відстанню між опорами 20 метрів та висотою 7 метрів. На рисунку 2 приведені результати розрахунку освітленості у парку. У таблиці 1 приведені вибрані світильники, їх кількість та характеристики.



Рис. 2 – Результати розрахунку освітленості Дюковського парку з нанесенням фіктивних кольорів розподілу освітлення

У результаті розрахунків отримано значення мінімальної освітленості розрахункової поверхні $E_{min}=4,23$ лк, що відповідає нормам.

Таблиця 1 – Результати розрахунків освітлення доріжок та тенісного корту Дюковського парку

Тип світильника	Кількість, шт.	КСС	Потужність, Вт	Мінімальна освітленість E_{min} , лк.	Середня освітленість $E_{сер}$, лк.
P852-R3B-27W	255	напів-широка	25	4,23	10,07
P863-P1-740-W5-700-89W	11	широка	89	9,02	14,45

Вибір сонячної панелі полягає у визначенні наступних характеристик: потужність, площа сонячної панелі, Вт, м²; розташування у плоскості, кут схилення, азимут, град; номінальна напруга, струм, В, А, та тип. Від типу сонячної панелі залежить коефіцієнт корисної дії (ККД), та ефективність роботи при затемненні. Так як сонячна панель вибирається при найгірших умовах, а це хмарність, тривалість сонячного дня, тому необхідно використовувати сонячну панель, яка найефективніше перетворює розсіяне випромінювання у електричну енергію. Такою сонячною панеллю є CIGS тонко-плівкова сонячна панель, яка має більший ККД, ніж аморфні [4-6]. Розрахунки велись відштовхуючись від кількості необхідної енергії, яку потрібно запасти під

час сонячного дня (8г. 35хв), для забезпечення освітлення протягом 15 годин.

За результатами розрахунків отримано кут нахилу сонячної панелі $\beta_n = 55^\circ$. Інші характеристик приведені у таблиці 2

Таблиця 2 – Характеристики сонячної панелі CIGS-1000F та CIGS-MS150GG-04 відповідно [7], [8]

Освітленість, Вт/м ²	Струм, А	Напруга, В	Потужність, Вт	Ціна, євро	η , %	Розміри, мм
1000	1,84	54,5	100	150	12,4	1234x652x35
1000	7,82	19,2	150	225	12,4	1611x665x28

Акумулятор вибирається з міркувань найбільшої кількості циклів “заряд-розряд” при найменшій вартості. Такими акумуляторами є гелеві, типа AGM на які виробник дає гарантію 10 років [9], при невисока вартість. Вибрано акумулятор 6-GFM-33 - ємністю 33 А·год, напругою 12 В.

Так як сонячна панель напругою 54 В зіпсує акумулятор з номінальною напругою 12 В, необхідно встановити контролер заряду якій не тільки перетворює напругу на необхідно, а ще й контролює струм заряду. Вибраний контролер - MPPT Solar Charge Controller 20А має максимальну напругу на вході 150 В, що дозволяє використовувати сонячні панелі з різною номінальною напругою, напруга на виході контролера становить 12-24 В, що є підходящою для нормального заряду акумулятора та роботи світильника.

Економічна доцільність здійснення автономної системи освітлення розраховувалась на основі методу чистої приведеної вартості. У якості прибутку використовується вартість споживаної за рік електроенергії при використанні розрядних джерел світла. Термін окупності складає 8,1 років, що менше ніж строк служби усіх складових системи.

Висновки. В даний час для освітлення парків досі використовуються не ефективні розрядні лампи, заміна їх на автономну систему освітлення окупиться за 8,1 років. При проектуванні освітлення нових парків, заповідників, автомобільних та пішохідних доріг, розташованих на значний відстані від електромереж доцільно використання системи автономного освітлення, яке дозволить уникнути прокладання нових електромереж у важкодоступних місцях і знизити споживання електроенергії, що особливо важливо в пікові години навантаження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Братусь, О. О., Петрушка, І. М., Петрушка, К.І Перспективи розвитку сонячної енергетики в Україні. Сталий розвиток: захист навколишнього середовища. Енергоощадність. Збалансоване природокористування.: 125.
2. Савченко, Н. П., Трет'як, А. В. (2020). Конструктивні рішення щодо складу автономних енергоефективних систем освітлення будівель. Збірник наукових праць ДонНАБА, (1), 19.

3. Довгалюк, Оксана Миколаївна, Роман Вікторович Бондаренко, and Іван Сергійович Яковенко. "Розробка заходів щодо підвищення ефективності експлуатації автономних освітлювальних комплексів для автомобільних шляхів України." (2020).

4. Савченко, О. А., Попадченко, С. А., Коломієць, В. О. "Оглядовий аналіз ефективності основних видів сонячних панелей." (2019).

5. Нагаев, Д. А. "Обзор современных солнечных панелей." Вестник современных исследований 6.3 (2018): 530-534.

6. Дюсьмикеев, А. Б. "Базовые принципы солнечной энергетики для проектирования и строительства солнечных электростанций." Минск-2016

7. https://www.enfsolar.com/pv/panel-datasheet/Thin-film/1264?utm_source=ENF-&utm_medium=panel_list&utm_campaign=enquiry_product_directory&utm_content=54822

8. <http://jour.fea.kpi.ua/article/view/199237>

9. https://www.enfsolar.com/pv/storage-system-datasheet/1708?utm_source=-ENF&utm_medium=storage_system_list&utm_campaign=enquiry_product_directory&utm_content=83912

Щербінін В.А., Кардаш В.П.

Національний університет «Одеська морська академія»

Компенсування крутильних впливів на суднові гребні вали за допомогою використання електричних машин

Актуальність теми : судновий валопровід є важливішою частиною пропульсивної 'йшустановки, в якому завдяки пружним властивостям виникають вимушені крутильні коливання, збуджені пульсуючими силами, створеними в циліндрах дизеля та гребному гвинті. Крутильні коливання пружно-масових систем відносяться до тих небезпечних динамічних навантажень, які можуть приводити до аварійних пошкоджень валів, редукторів, пружних муфт і інших елементів силових установок з дизельним приводом.

Проблема з крутильними коливаннями валопроводів силових установок виникла наприкінці 19 століття ще при використанні парових машин, які є машинами циклічної дії з періодично змінними силами, у зв'язку із зростанням їх швидкості і потужності. У валопроводах стали з'являтися крутильні резонансні коливання, які часто наводили до втомного руйнування валів. З появою силових установок з двигунами внутрішнього згорання, що мають ще більшу швидкість і потужність, питання про коливальні явища стало гостріше.

Першими небезпечні коливання виявилися саме у валах гвинтових пароплавів, оскільки вал, що сполучає машину з гребним гвинтом, має довжину декілька десятків метрів і його жорсткість мала в порівнянні з валами колісних пароплавів або стаціонарних машин. Відповідно до цього, власні частоти їх валопроводів невисокі, і в них раніше стало виявлятися явище резонансу. Поширення аварій пароплавних валів, що походили від втомного руйнування при резонансних коливаннях, змусили інженерів суднобудівних компаній зосередитись на вібраційних процесах [1-7].

На сьогодні в судноплаванні широко застосовуються пружино-масляні та силіконові демпфери та муфти для зменшення амплітуди крутильних коливань валопроводу. Перші призначені для гасіння резонансних коливань моторної форми при якій один із вузлів двох вузлової форми потрапляє на колінчатий вал двигуна. Таки гасники мають власну частоту коливань інертної маси. При не грамотному налаштуванні та зміні параметрів внаслідок втрати пружності пластин або протіканні чи зміні в'язкості масла власні резонансні коливання можуть бути шкідливими для самого демпфера або муфти.

Силіконові демпфери (муфти) більш надійні та мають більший ресурс роботи. Вони призначені для гасіння крутильних коливань у всьому діапазоні робочих частот двигуна завдяки перетворенню механічної кінетичної енергії коливань в теплову. При експлуатації таких гасників виникають проблеми із діагностикою їх технічного стану. Справа в тому, що при роботі силіконових демпферів в силіконовому маслі з часом накопичуються продукти

зношування, що приводить до загустіння та схоплювання рідини. Маточина та інертна маса стають одним цілим, а демпфері здібності зникають. При неправильному підборі параметрів демпфера (моментів інерції маточини та інертної маси, в'язкості силіконового масла) великі амплітуди коливань інертної маси можуть привести до розриву прошарків силіконового шару, що теж веде до втрати демпферів здібності гасника. При великих амплітудах коливань інертної маси спостерігається перегрів силіконового демпфера (рис.1). Контроль за температурою силіконових демпферів не дозволяє надійно діагностувати їх технічний стан. Тому єдиним способом визначення технічного стану таких демпферів, визнаним світовими класифікаційними суспільствами, є періодичне торсіографування. Ця проблема частково вирішується на сучасних судах встановленням енкондерів на протилежних кінцях колінчатого валу.



Рис. 1 Перегрів демпфера внаслідок розвитку крутильних коливань

Автором запропоновано підхід який дозволяє обмежити крутильні динамічних навантаження суднового валопроводу засобами за рахунок використання електропривода який безпосередньо вбудовані у валопровід СЄУ і **дозволяє** адаптивно перерозподіляти навантаження між механічним та електричним демпфером.

Данні властивості які запропоновані автором виразились у патентах [8], [9], [10].

Структурна схема суднової пропульсивної установки представлена нижче

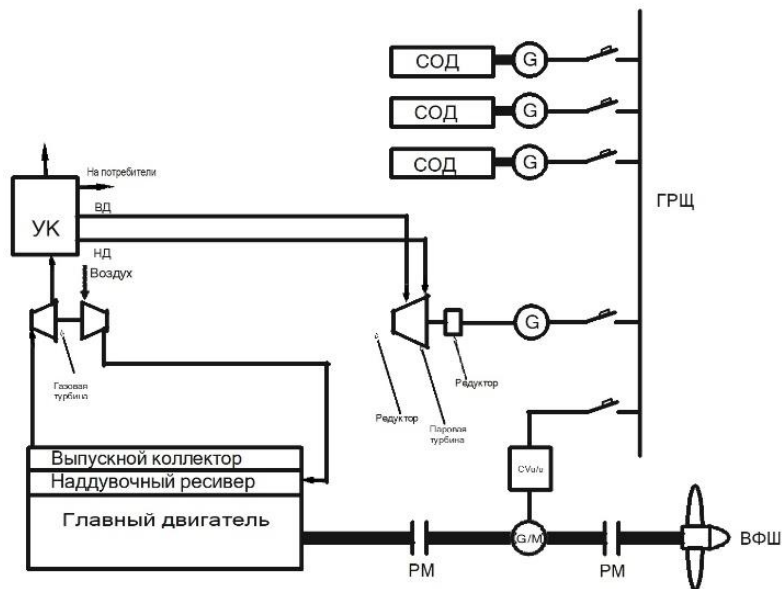


Рис . 2 Структурна схема запропонованої моделі

Для виробітки додаткового демпфуючого моменту у електродвигуні використано безсенсорне векторне керування частоти обертання асинхронного двигуна, яке визначається з використанням математичної моделі двигуна. Завдяки цьому можливе точне регулювання частоти обертання двигуна і моменту, що крутить.

Векторне управління – це один з типів управління трифазним асинхронним двигуном, порівняно з іншими (наприклад – управління по характеристиці U/f) відрізняється покращуваними властивостями, що наближаються до властивостей регулювання приводу постійного струму.

Струм, що намагнічує, регулюється таким чином, щоб в двигуні виникав оптимальний внутрішній магнітний потік.

Команда моменту, що крутить, розраховується так, щоб різниця між частотою обертання, розрахованою усередині перетворювача для безсенсорного векторного управління, і фактичним значенням дорівнювала 0. Доля струму, твірна моменту, що крутить, регулюється так, щоб виникав момент, що крутить, відповідний заданому значенню моменту, що крутить. Структурна схема наведена нижче

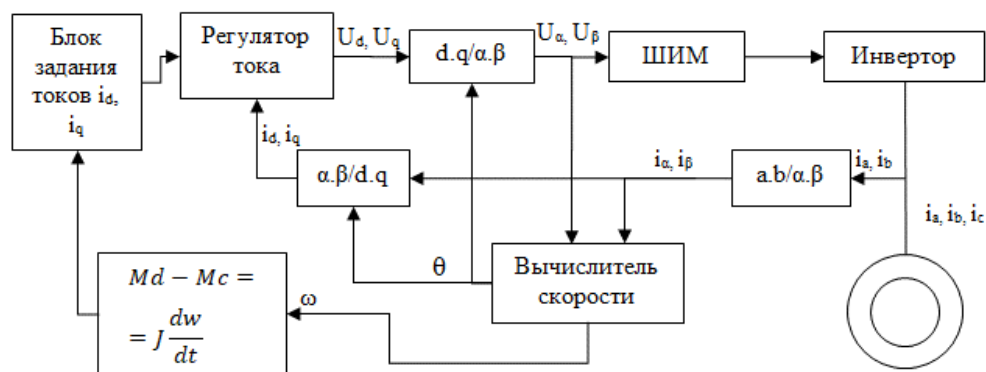


Рис. 3. Структурна схема бездатчикового керування асинхронною машиною.

Теоретичні висновки були перевірені засобами математичного моделювання. Осцилограми промодельованих процесів приведені на рис. 4, 5

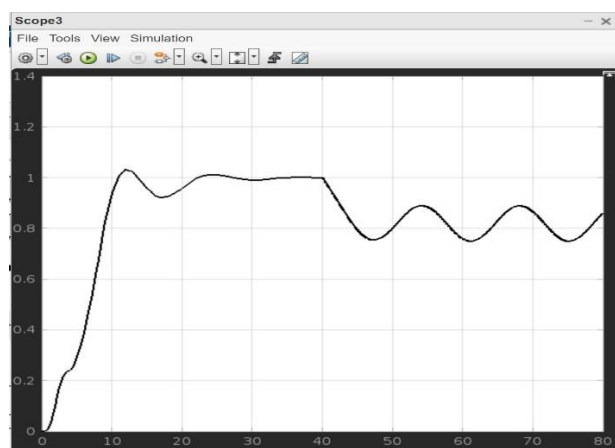


Рис. 4 Крутильні коливання гребного валопровода без додаткового компенсуючого валопровода з додаткового компенсуючим моментом від ел.машини

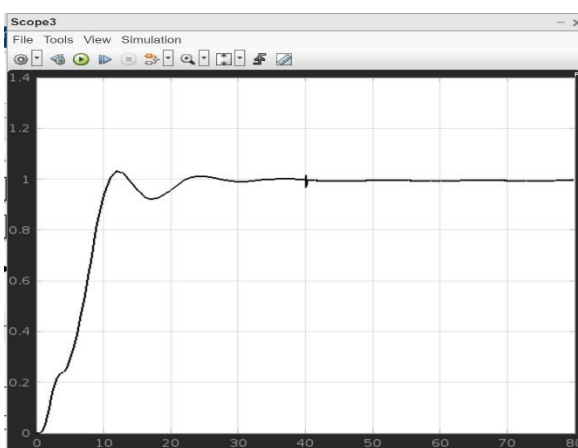


Рис. 6 Крутильні коливання гребного валопровода з додаткового компенсуючим моментом від ел.машини

Висновки :

Поліпшення властивостей демпферів за рахунок вживання електричних машин дозволить:

- 1) Продовжити міжремонтний (експлуатаційний) період експлуатації судна.
- 2) Підвищити термін експлуатації механічних демпферів.
- 3) Обмежити крутильні динамічних навантаження суднового валопроводу.

Список літератури

1. Wilson, W. K., Practical Solution of Torsional Vibration Problems, 1, New York, New York: John Wiley & Sons Inc., 1956.
2. Den Hartog, J.P., Mechanical Vibrations, New York, New York: Dover Publications, Inc., 1985.
3. Тимошенко С. П. Теория колебаний в инженерном деле. М.: ОНТИ, 1934. – 344 с.
4. Терских В.П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Справочное пособие – М.: Машгиз, 1953.- т.1, С.160-161.
5. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС.- Ленинград: "Судостроение", 1968, 306 с.
6. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок/ М: Судостроение. 1971, 300 с.
7. Суворов П.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник.- Одесса: ОНМА, 2011 – 608 с.
8. Система передачі потужності суднового двигуна на гребний гвинт. Деклараційний патент України на корисну модель. МПК В63Н 21/00/ Щербінін, В.А.; заявник та володар патенту Щербінін, В.А. - № 85542; заявл. 07.05.2013. - опубл. 25.11.2013, бюл. № 22/2013.

9. Система керування багатомашинною судновою енергетичною установкою з активним демпфером. Заявка на винахід № а 202003923 від 30.06.2020 Укрпатент
10. Активний електромеханічний демпфер крутильних коливань. Заявка на винахід
11. № а2021 00820 від 22.02.2021 Укрпатент

Втрати потужності у малообертовому судновому двигуні на рух складових кривошипно-шатунного механізму

Вступ

У кривошипно-шатунному механізмі (КШМ) зворотно-поступальний рух поршня перетворюється у обертальний рух кривошипа, який відповідальний за рух судна. Цей процес супроводжується механічними та тепловими втратами. У даній статті проведена оцінка втрат механічної енергії на рух складових КШМ для мало-обертових двотактних двигунів корпорації MAN та вказані можливості зменшення цих втрат.

Втрати енергії на рух складових КШМ.

Обмежимося тронковою моделлю КШМ (рис.1) [1], оскільки крейцкопф, шток та поршень здійснюють поступальний рух, отже мають однакові швидкості та прискорення. Тому під масою поршня будемо розуміти масу зазначених величин. Кінетична енергія складових, яка визначається сумою кінетичних енергій його складових:

$$T = T_{\text{п}} + T_{\text{ш}} + T_{\text{кр}} \quad (1)$$

де $T_{\text{п}}$ – кінетична енергія поршня, $T_{\text{ш}}$ – кінетична енергія шатуна, $T_{\text{кр}}$ – кінетична енергія кривошипу;

Кривошип здійснює обертальний рух навколо нерухомої осі, тому [2]:

$$T_{\text{кр}} = (I_{\text{кр}} * \omega^2) / 2 \quad (2)$$

де ω – кутова швидкість обертання кривошипу; $I_{\text{кр}}$ – його момент інерції. Обмежимося моделлю кривошипа, як однорідного стрижня, тоді:

$$I_{\text{кр}} = (m_{\text{кр}} * r^2) / 3 \quad (3)$$

де $m_{\text{кр}}$ – маса кривошипа, r – його довжина, тому кінетична енергія набуває вид:

$$T_{\text{кр}} = (m_{\text{кр}} * r^2 * \omega^2) / 6 \quad (4)$$

та не залежить від його кута повороту.

Для знаходження кінетичної енергії поршня можна скористуватися формулою:

$$T_{\text{п}} = \frac{m_{\text{п}} * \omega^2 * r^2}{2} * \left(\sin \varphi + \frac{\lambda * \sin 2\varphi}{2 * \sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \right)^2 \quad (5)$$

де $m_{\text{п}}$ – маса поршня (зі штоком та крейцкопфом), r – радіус кривошипу, ω – кутова швидкість обертання кривошипу, $\lambda = r/L$ – стала КШМ (рис.1).

На рисунку 1, зображена залежність приведеної кінетичної енергії поршня $\frac{T_{\text{п}}}{m_{\text{п}} * \omega^2 * r^2}$ від кута повороту кривошипа:

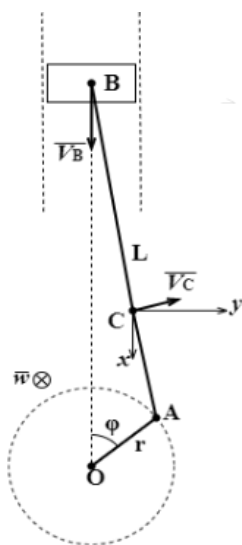


Рис. 1 – Схема КШМ

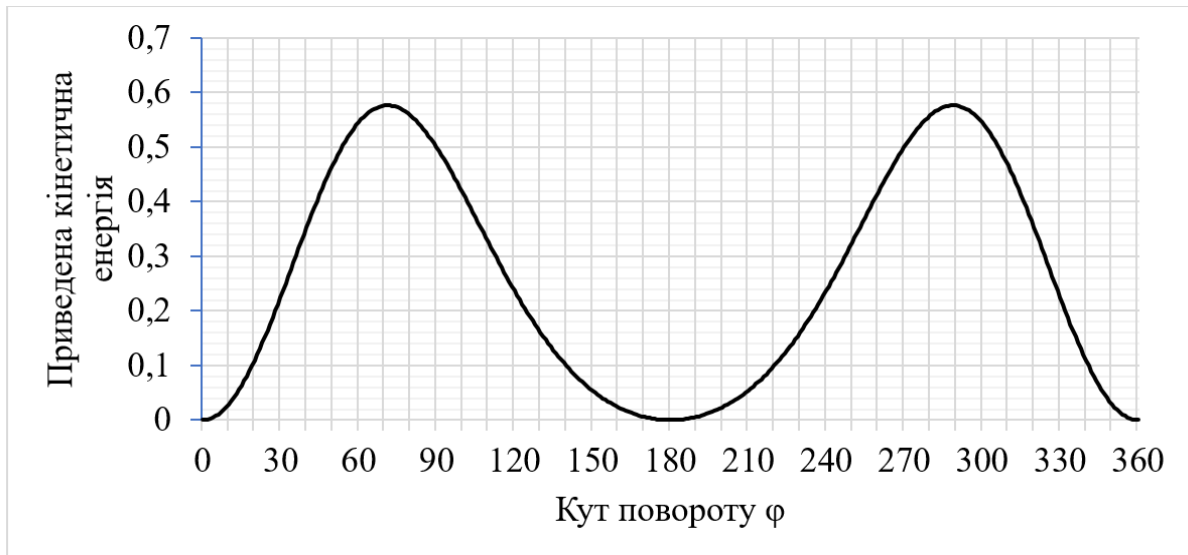


Рис. 2 – Графік залежності приведеної кінетичної енергії поршня від кута повороту кривошипа, де $\lambda = 0,3875$

Кінетичної енергії шатуна розраховується за теоремою Кеніга, оскільки, вона складається з кінетичної енергії поступального руху центру мас та кінетичної енергії обертання навколо центру мас:

$$T_{\text{ш}} = \frac{m_{\text{ш}} * V_C^2}{2} + \frac{I_{\text{ш}} * \omega_L^2}{2} \quad (6)$$

де $m_{\text{ш}}$ – маса шатуна, V_C – швидкість центру мас шатуна, $I_{\text{ш}}$ – момент інерції відносно осі, що проходить через центр мас, перпендикулярно площині руху шатуна, обертання кривошипа (валу), ω_L – кутова швидкість обертальної складової шатуна, яку можна визначити за формулою [3]:

$$\omega_L = \omega * \frac{\lambda * \cos \varphi}{\sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \quad (7)$$

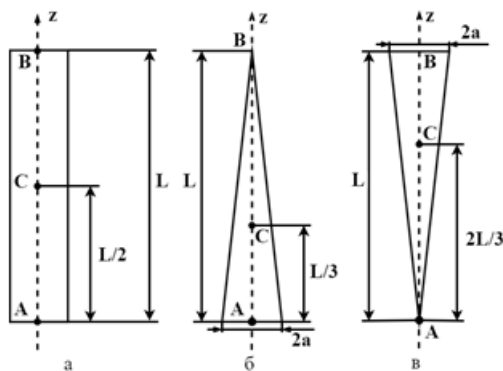


Рис.3 -Моделі шатуна:
а) однорідний стрижень; од-
норідний рівнобедрений три-
кутник з основою біля криво-
шипа (б) та біля поршня (в)

Для визначення впливу положення центру мас шатуна на втрату кінетичної енергії розглянуто моделі:

Якщо шатун – тонкий однорідний стрижень (рис.3а) довжиною L, тоді положення центра мас та відповідний момент інерції набуває вигляду:

$$AC = L/2, \quad I_{\text{ш}} = (m_{\text{ш}} * L^2)/12$$

У випадку, коли шатун – має форму одно-
рідного рівнобедреного трикутника
(рис.3б) – положення центра мас ближче

до кривошипу та відповідний момент інерції набуває вигляду:

$$AC = L/3, \quad I_{\text{ш}} = (m_{\text{ш}} * L^2)/18$$

Для моделі перевернутого однорідного рівнобедреного трикутника (рис.3в) – положення центра мас ближче до поршня та відповідний момент інерції набуває вигляду:

$$AC = 2 * L/3, \quad I_{\text{ш}} = (m_{\text{ш}} * L^2)/18$$

Швидкості в довільній точці С, розраховується за теоремою про швидкість точки для плоского руху, коли за полюс береться швидкість поршню [3]:

$$V_B = \omega * r * \left(\sin \varphi + \frac{\lambda * \sin 2\varphi}{2 * \sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \right) \quad (8)$$

Де згідно теореми про проекції швидкості у випадку плоского руху маємо складові на декартовій осі координат:

$$V_{cx} = w * r * \left[\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} * \sin 2\varphi - k * \frac{\lambda * \sin 2\varphi}{2 * \sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \right] \quad (9)$$

$$V_{cy} = w * r * k * \cos \varphi \quad (10)$$

де k – визначає положення центра мас шатуна
 $k_1 = 1/3; k_2 = 1/2; k_3 = 2/3$.

Кінетична енергія шатуна в безрозмірних одиницях для будь-якого кута набуває вигляду:

$$\begin{aligned} \frac{T_{\text{ш}}}{m_{\text{ш}} * \omega^2 * r^2} = & \frac{1}{2} * \left[\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} * \sin 2\varphi - k * \frac{\lambda * \sin 2\varphi}{2 * \sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \right]^2 + \\ & + \frac{1}{2} * (k * \cos \varphi)^2 + \frac{f}{2} * \frac{\cos^2 \varphi}{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2} \end{aligned} \quad (11)$$

де f – коефіцієнт моменту інерції в залежності від моделі, яким відповідають значення $f_1 = 1/18; f_2 = 1/12; f_3 = 1/18$;

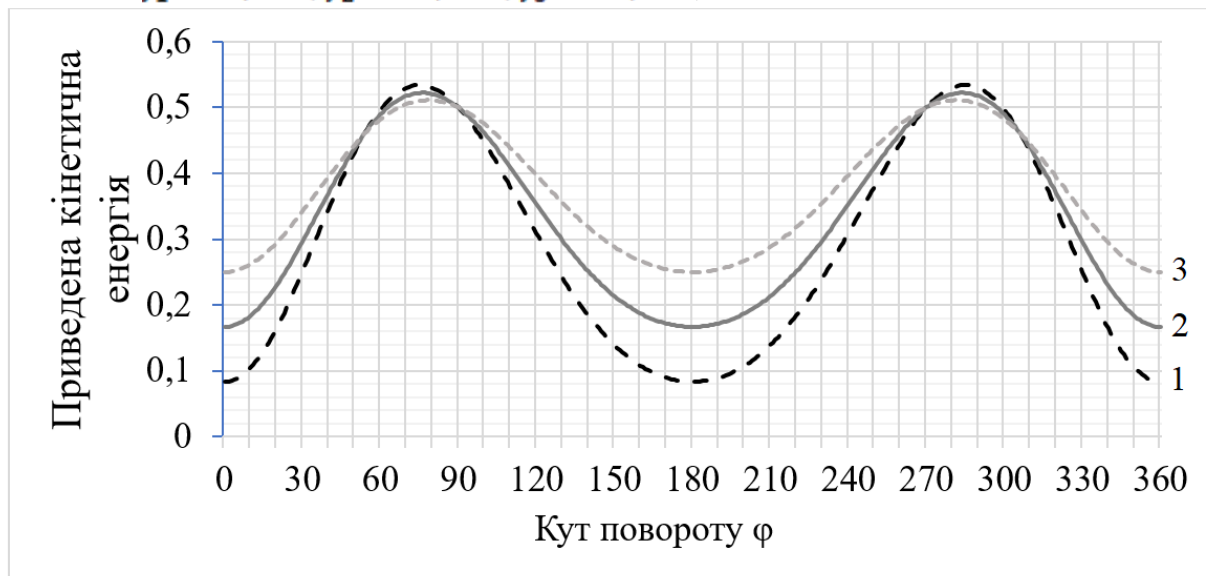


Рис. 4 – Графік залежності приведеної кінетичної енергії шатуна від кута повороту кривошипа, де $\lambda = 0,3875$

На рисунку 4, зображена залежність приведеної кінетичної енергії шатуна $\frac{T_{\text{ш}}}{m_{\text{ш}} * \omega^2 * r^2}$ від кута повороту кривошипа, в залежності від положення точки С на шатуні (1 – ближче до кривошипа, 2 – посередині, 3 – ближче до поршня). Знайдемо значення втрат у КШМ за період на рух складових:

$$T = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (T_{\pi} + T_{\text{ш}} + T_{\text{кр}}) d\varphi, \quad (12)$$

Маси деталей для розрахунків брали з роботи [3]. Отримані дані дозволяють розрахувати абсолютну втрату потужності:

$$N = T / \tau \quad (13)$$

де τ – період даного двигуна [1]. Звідки визначаємо відносну втрату на рух складових КШМ :

$$\delta = \frac{N}{N_{\text{ц}}} * 100\% \quad (14)$$

де $N_{\text{ц}}$ - циліндрова потужність двигуна [1].

Результати проведених розрахунків втрати енергії двигуна на рух деталей КШМ зведемо до таблиці 1 для лінійки двигунів фірми MAN B&W.

Таблиця 1 – Результати проведених розрахунків двигунів фірми MAN B&W

Двигун	Значення положення k	Кінетична енергія для усього КШМ	Абсолютна втрата потужності у циліндрі двигуна	Циліндрова потужність двигуна	Відносна втрата потужності у циліндрі двигуна, %
MAN G80 ME-C9	$k_1 = 1/3$	615,87	698	4450	15,68
	$k_2 = 1/2$	643,33	729,1		16,38
	$k_3 = 2/3$	670,78	760,22		17,08
MAN S80 ME-C8	$k_1 = 1/3$	405,83	446,42	4180	10,68
	$k_2 = 1/2$	422,66	464,93		11,12
	$k_3 = 2/3$	439,5	483,44		11,56
MAN L70 ME-C7	$k_1 = 1/3$	321,79	488,04	3110	15,69
	$k_2 = 1/2$	334,49	507,3		16,31
	$k_3 = 2/3$	347,19	526,58		16,93
MAN K 98 ME7	$k_1 = 1/3$	588,34	882,51	6230	14,16
	$k_2 = 1/2$	605,97	908,95		14,59
	$k_3 = 2/3$	623,6	935,4		15,01

Зменшення втрат енергії у КШМ на рух складових

Зменшити втрати на рух складових у головному двигуні можливо шляхом заміни сталевих деталей на сучасні матеріали, отримані методом порошкової металургії з використанням наноматеріалів. Такі матеріали є одним із головних напрямків розвитку інженерії та запровадження інновацій у всьому світі.

Наночастинки, які структурно не перевищують 100 нм завдяки своїм властивостям покращують функціональні та експлуатаційні характеристики матеріалів, до складу яких входять. Так при виробництві сплавів засобами порошкової металургії з додаванням порошків на основі наноматеріалів до звичайних порошків металу, є можливість отримати матеріал з унікальними властивостями [4,5].

Високоєфективний наносплав можна створити на основі порошку сплаву Al-7075 розміром частинок ~ 20 нм та синтезованих наночастинок $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$

розміром ~ 30 нм, які використовуються як підкріплююча (армуюча) фаза для виготовлення наносплаву [6]. Дослідження проводились з порошком сплаву Al-7075 при внесенні 0, 0,5, 1,5, 2 та 2,5 мас.% наночастинок α -Al₂O₃. Результати досліджень зразків наведено в таблиці 2.

Таблиця 2 – Результати пористості та міцності зразків [6].

α -Al ₂ O ₃	Розмір частинок	Відносна густина	Міцність при стисненні	Пористість	Твердість
%	μm	%	МПа	%	HV1
0	41 \pm 2.64	92.07 \pm 0.76	101 \pm 5.76	7.93 \pm 0.76	64.30 \pm 2.57
0,5	37 \pm 3.21	92.19 \pm 0.83	142 \pm 8.05	7.21 \pm 0.83	76.43 \pm 3.45
1,5	29 \pm 3.36	93.80 \pm 0.69	174 \pm 8.87	6.40 \pm 0.69	84.23 \pm 3.41
2	27 \pm 2.42	94.28 \pm 0.54	246 \pm 11.12	5.72 \pm 0.54	90.73 \pm 2.21
2,5	25 \pm 2.74	91.94 \pm 0.77	203 \pm 12.78	8.06 \pm 0.77	90.13 \pm 2.56

Максимальне збільшення твердості на 40% в порівняно зі сплавом Al-7075 спостерігається при 2 мас.% концентрації наночастинок, а міцність зростає у 2,4 рази порівняно з основним сплавом. Але при подальшому збільшенні концентрації твердість зменшується [6].

Отриманий матеріал має густину у 3 рази меншу від сталі, а так як втрати пропорційні масі деталей, тому заміна деталей КШМ приведе до зменшення втрат потужності на рух складових КШМ у стільки же разів.

ВИСНОВКИ

1). Отримані результати для лінійки двигунів MAN показали, що відсоток втрат лежить в діапазоні 12-16%, тому питання його зменшення є актуальним.

2). Використання наночастинок у порошковій металургії створює можливість синтезу міцних та легких матеріалів, що при їх використанні приводять до суттєвого зменшення втрат потужності на рух складових.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Суворов П. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст]: Учебное пособие / П. С. Суворов. – Одесса: ОНМА, 2012. – 626 с.
2. Козицький С. В. Теоретична механіка. Підручник. – Одеса: Астро-принт, 2014. – 468 с.;
3. Козицький С.В., Кіріян С.В., Швець О. І. Оцінка втрат кінетичної енергії у кривошипно-шатунному механізмі. Суднові енергетичні установки: Науково-технічний збірник. Вип. 42. - Одеса: НУ «ОМА», 2021. с. 57 - 65.
4. Powder metallurgy technology / G. S. Upadhyaya / Department of Materials and Metallurgical Engineering Indian Institute of Technology / Kanpur / India / [Електронний ресурс]. – Режим доступу:

https://www.academia.edu/42225480/POWDER_METALLURGY_TECHNOLOGY?email_work_card=view-paper;

5. Materials and Nanotechnology / [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.ipen.br/portal_por/conteudo/documentos/201205161532040.8.materials_completo_baixa.pdf;
6. Novel synthesis approach of making efficient nanocomposite via powder metallurgy route: Study of microstructure and mechanical properties / Vikas Shrivastava / India / 2021 / [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2213846321000389>.

Кучеренко І.М., Парменова Д.Г.
Національний університет “Одеська морська академія”

Забезпечення міжнародних вимог щодо попередження забруднення докільля оксидами сірки з суден морського транспорту

Постановка проблеми в загальному вигляді. Проблеми захисту докільля від забруднень актуальні для всієї енергетики, в тому числі суднової. Викиди шкідливих речовин з випускними газами судових дизелів щорічно складають мільйони тонн. Основним міжнародним документом, що регламентує екологічні параметри роботи судових енергетичних установок, є Конвенція MARPOL [2].

Додаток VI до Конвенції МАРПОЛ «Правила запобігання забруднення повітряного середовища з суден» включає Правила, що регулюють скорочення викидів в атмосферу оксидів сірки SO_x та встановлюють значення граничного вмісту сірки в морських сортах палива під час експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту. Крім того, Додатком VI визначено особливі райони контролю над викидами оксидів сірки в атмосферу (Sulphur Emission Control Areas – SECAs) та встановлені набагато суворіші обмеження щодо вмісту сірки в морських сортах палива та до викидів SO_x в цих районах, за винятком тих випадків, коли судно обладнане схваленої системою очищення випускних газів для зменшення загальних викидів SO_x до нормативних величин. Відповідно до цих вимог у випадку, коли судовий дизель не обладнано спеціальною системою очищення випускних газів від сірчистих з'єднань, вміст сірки в паливі не повинен перевищувати 0,5 % за масою під час експлуатації дизелів в звичайних районах світового океану, та складати менш ніж 0,1 % за масою під час експлуатації дизелів в районах SECAs.

Для країн Європейського Союзу (ЄС) є обов'язковим виконання Директиви Європейського парламенту 2005/33/ЄС якою встановлені наступні обмеження:

- максимальний вміст сірки в морських сортах палива, використовуваних суднами на рейсах у порти або з портів ЄС, коли вони знаходяться в територіальних водах ЄС і не в зоні SECA, не повинен перевищувати 0,5%;
- з максимальний вміст сірки в MGO не повинен перевищувати 0,1%;
- заборонено продаж MGO з вмістом сірки більше 0,1% на території країн-членів ЄС та їх територіальних водах;
- вміст сірки у всіх морських сортах палива, використовуваних судами біля причалів портів ЄС, на якірних стоянках і суднами внутрішнього плавання, не повинен перевищувати 0,1 % і відноситься до будь паливу, яке використовується в головних, допоміжних двигунах і котлах, з наданням для екіпажу достатнього часу для найбільш швидкого завершення необхідної процедури перемикавання палива після постановки

до причалу або на якірну стоянку як можна пізніше, перед відходом судна від причалу або якірної стоянки;

судна біля причалу означають судна, які надійно пришвартовані або стоять на якорі в порту ЄС, протягом часу, коли вони вантажаться, розвантажуються, включаючи той час, коли вони стоять біля причалу без вантажних операцій.

Вимога ЄС до використання судових сортів палива з вмістом сірки 0,1% по масі не застосовується до суден:

- якщо на судні застосовуються схвалені технології по боротьбі з викидами забруднюючих речовин в атмосферу;
- якщо на судні використовується, замість судових генераторів, живлення електроенергією від берегових джерел електроенергії;
- коли судно знаходиться біля причалу або на якірних стоянках менше двох годин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відповідно до вимог МАРПОЛ судовий дизель повинен забезпечувати викиди з випускними газами співвідношення об'ємних концентрацій оксидів сірки SO_x (в млн^{-1}) та оксидів вуглецю CO_2 (в % за об'ємом), що наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Відповідність вмісту сірки в паливі відношенню SO_x/CO_2

Вміст сірки в паливі (% за масою)	Відношення викидів об'ємних концентрацій оксидів сірки SO_x (в млн^{-1}) та оксидів вуглецю CO_2 (в % за об'ємом)
3,5	151,7
1,5	65,0
1,0	43,3
0,5	21,7
0,1	4,3

Наразі існують два шляхи забезпечення вимог Конвенції МАРПОЛ. Перший полягає у повному переведенні роботи двигуна на малосірчисте (дизельне) паливо. Перевага цього способу полягає в зниженні енергетичних витрат на бункерування та підготовку палива (підігрів та сепарацію). Недолік – значне збільшення вартості палива. Другий шлях – ефективне очищення випускних газів від SO_x . Перевага цього способу полягає в тому, що під час використання традиційного високосірчистого палива є можливість вийти на рівень, що відповідає вимогам МАРПОЛ (таблиця 1). Недолік – підвищення гідравлічного опору газовипускного тракту внаслідок встановлення очисного обладнання.

Для двигунів внутрішнього згорання суден (ДВЗ) морського та внутрішнього водного транспорту загальний опір випускного трубопроводу не повинен бути більшим за 4 кПа, включаючи опори утилізаційного котла (1,2 кПа), глушника шуму (0,1 кПа) та іскрогасника (0,1...0,4 кПа). Таким чином, максимальний допустимий опір очищувача газу має бути не більше ніж 1,3 кПа.

За цією ознакою дуже перспективними є очищувачі газу, що працюють за «мокрому» інерційному методом – судові скрубери, які мають опір 0,7...1,2 кПа.

Принцип дії «мокрих» методів очищення газів заснований на розчиненні та хімічній взаємодії токсичних компонентів випускних газів ДВЗ при пропусканні їх через воду. Перевагою способу є те, що очищувачі надійно працюють на змінних режимах, мають низьке енергоспоживання та пожежобезпечні. Після очищення воду, що використовується для обробки, можна видаляти за борт. Крім того, очищувач додатково виконує функції глушника шуму, «мокрого» іскрогасника та охолоджувача газів.

Постановка завдання. Метою дослідження було визначення технологічної схеми, що забезпечує виконання вимог МАРПОЛ щодо емісії оксидів сірки SO_x з випускними газами судових дизелів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Одним з найпоширеніших способів зниження емісії SO_x в випускних газах судових дизелів є використання системи скрубєрного очищення. З метою зниження викидів SO_x можливо використання системи очищення випускних газів дизеля за рахунок їх промивання прісною водою, в яку додається каустична сода $NaOH$. Схема системи надана на рис. 1.

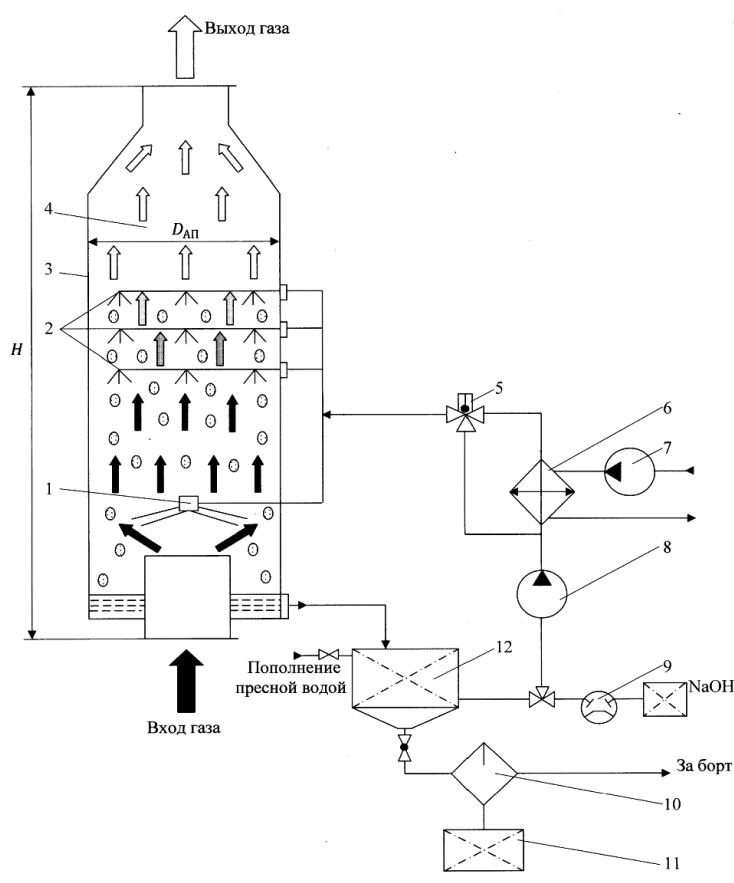


Рис. 1. Система очищення випускних газів дизеля:

- 1 – розподільвач рівномірного потоку газів; 2 – форсунок;
- 3 – корпус скрубєра; 4 – секція відділення крапель;
- 5 – терморегулюючий клапан;
- 6 – охолоджувач; 7 – насос заборотної води;
- 8 – циркуляційний насос прісної води; 9 – насос-дозатор;
- 10 – сепаратор;
- 11 – шламова цистерна;
- 12 – циркуляційна цистерна

До системи входить очищувач газів, якій встановлено на випускній трубі після утилізаційного котла та допоміжне обладнання, яке його обслуговує.

В середній частині очищувача розміщені три ярусу зрошення прісною водою, яка розпилюється всередині корпусу 3 за допомогою форсунок 2. Во-

да до очисника потрапляє з циркуляційної цистерни 12 за допомогою насосу 8 через охолоджувач 6. Температура води контролюється терморегулюючим клапаном 5. Каустична сода NaOH для нейтралізації SOX потрапляє в систему за допомогою насосу-дозатора 9.

Гази з випускної труби потрапляють до нижньої частини очищувача газів, рівномірно розподіляються за допомогою розпилювача 1 та підіймаються по корпусу 3 в гору.

Краплі водяного розчину, що утворюються, падають під дією сили тяжіння назустріч забрудненим газам, змочують тверди домішки, таким чином відокремлюючи їх від газів. Через контакт NaOH з SOX здійснюється хімічна реакція, як результат якої утворюються сульфати натрію Na_2SO_4 . Очищені гази відділяються від крапель води в секції 4 та відводяться через газохід, що розміщено в верхній частині очищувача. Відпрацьована вода рухається самотпливом назад в циркуляційну цистерну.

Поповнення цистерни прісної води необхідно в такій кількості, щоб компенсувати випарену та викинути вологу. Шлам, що збирається в кінцевій частині цистерни 12, періодично відділяється від води в сепараторі 10, збирається в шламовій цистерні та здається на утилізаційні берегові станції або судна-збиральники. Вода з сепаратора 10 спрямовується до суднової системи очищення. Нейтралізація та очищення газів виконуються під час роботи дизеля безперервно.

Залежність витрат концентрату NaOH від потужності головного двигуна зображено на рис. 2.

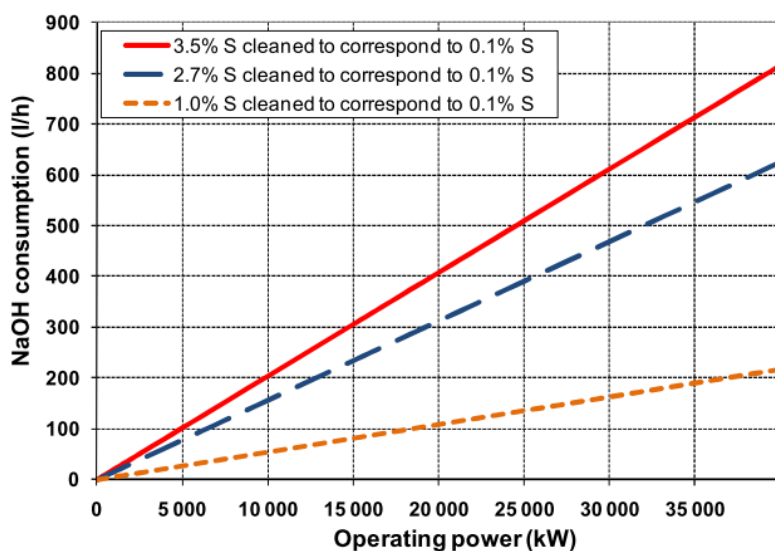


Рис. 2. Залежність витрат NaOH від потужності головного двигуна та вмісту сірки в паливі

Висновки і перспективи подальших досліджень. В результаті досліджень зробимо такі висновки.

Прагнення до захисту навколишнього середовища від забруднень, у тому числі і з суднових енергетичних установок, накладає суворі обмеження до забезпечення екологічної безпеки під час експлуатації суднових дизелів. До стандартних обмежень по захисту навколишнього середовища від забруд-

нень нафтою, нафтовими водами, сміттям, побутовими відходами, додаються вимоги по запобіганню забрудненню повітряного простору, зокрема викидами оксидів сірки SO_x .

Крім заборони на використання палива зі вмістом сірки в межах від 0,1 % (для районів SECA SO_x) до 0,5 % (для Світового океану) існують суворі вимоги до вмісту SO_x в випускних газах судових дизелів. Скорочення викидів SO_x дизеля досягається або шляхом пониження вмісту сірки в паливі, або шляхом застосування технології видалення оксидів сірки з випускних газів в спеціальних приладах – скруберах.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.
2. Солодовников В. Г. Использование топлив с повышенным содержанием серы при эксплуатации судовых среднеоборотных дизелей / В. Г. Солодовников // Проблемы техники: науково-виробничий журнал. – 2014. – № 2. – С. 65-71.
3. Diesel Directory // Marine Propulsion Perspective in association with MER. – 2018. – № 1. – P. 10-23.
4. Tightening emissions regime drives new initiatives // MER. – 2019. – № 3. – P. 16-20.
5. Nadkarni K. Determination of Sulfur in Petroleum Products and Lubricants: A Critical Review of Test Performance / K. Nadkarni // American Laboratory, 2020. – № 11. – P.16-25.

Забезпечення надійності та економічності роботи головного двигуна під час експлуатації суднового пропульсивного комплексу в особливих умовах

Постановка проблеми в загальному вигляді. Під поняттям судновий пропульсивний комплекс (СПК) розуміють механічне поєднання та функціональний зв'язок між собою головного двигуна (ГД), корпусу та гребного гвинта. Рух та корисна робота суднового пропульсивного комплексу по транспортуванню вантажів або перевезенню пасажирів забезпечується завдяки судновій енергетичній установці (СЕУ) [1].

Під час експлуатації СПК постійно або періодично відбувається зміна зовнішніх та внутрішніх факторів, що викликають його роботу в особливих умовах та впливають на надійність та економічність ГД. Це може стати небезпекою та погрозою живучості судна, призвести до аварійної ситуації та тимчасовому або тривалому припиненню експлуатації судна. Тому забезпечення надійності та економічності роботи ГД під час експлуатації СПК в особливих умовах є актуальним завданням, на розв'язання якого спрямовано велика кількість наукових досліджень та технічних розробок.

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 [2]. Без аналізу їх взаємодії не можуть бути раціонально, науково обґрунтовано вирішено багато важливих практичних завдань експлуатації суден і флоту в цілому [3, 4]. Схема цього механізму стосовно СПК показана на рис. 1.

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. Морські судна здійснюють не тільки океанські переходи, а й проводять 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 інтенсивна корозія та 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, суттєво знижується швидкість ходу судна, зростає теплова напруженість деталей циліндропоршневої групи при одночасному зменшенні потужності ГД [5].

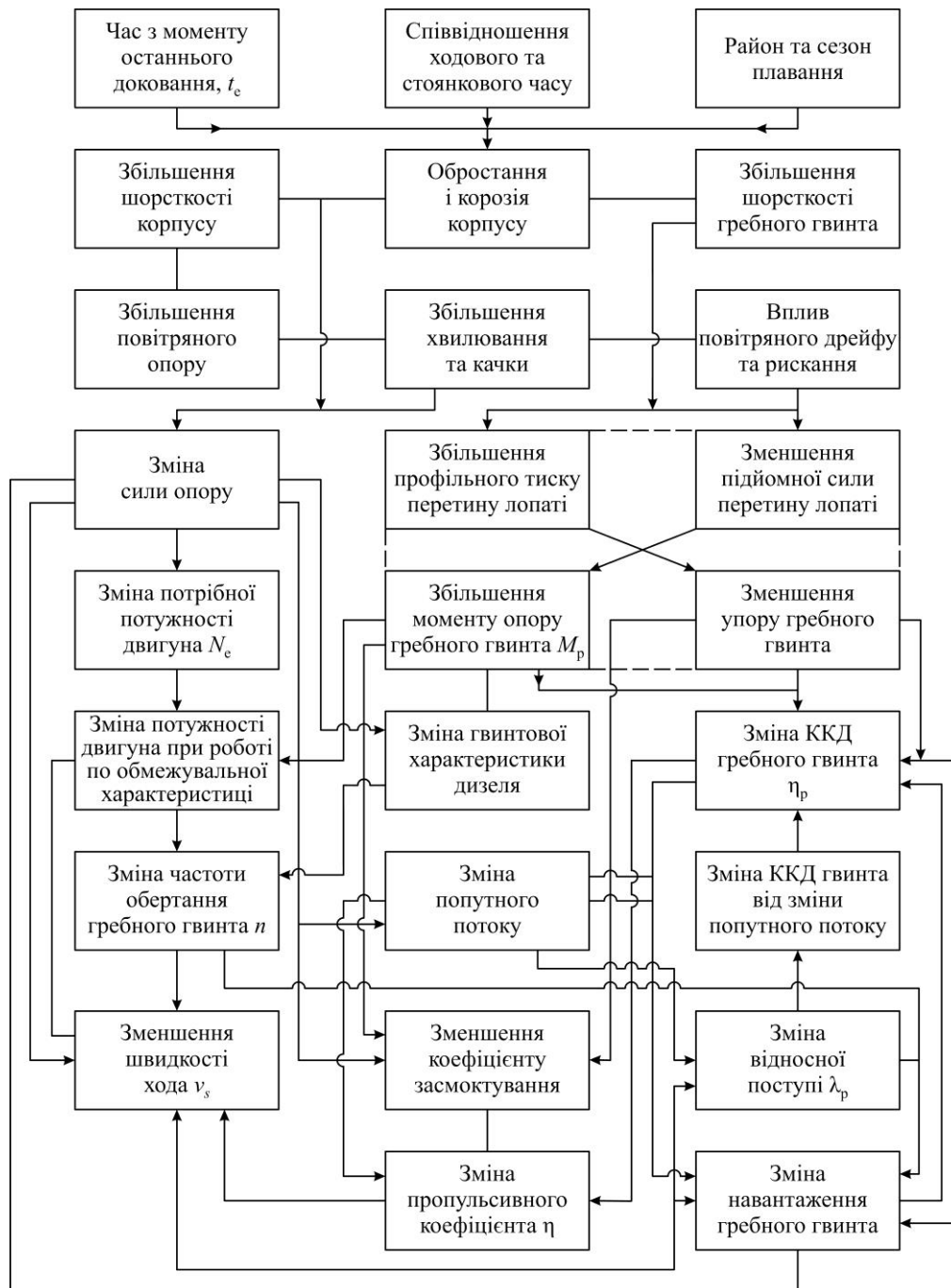


Рис. 1. Схема впливу експлуатаційних факторів на пропульсивні якості судна

Необхідність підтримки заданої швидкості змушує підвищувати циклову подачу палива, що збільшує теплову напруженість деталей циліндропоршневої групи і витрата палива.

За даними Det Norske Veritas Classification швидкість обростання суттєво визначається характером використання судна і, перш за все, кількістю часу, який воно проводить в портах (рис. 2, а). За трансферними характеристиками пасажирські судна активніше вантажних, тому вони в меншій мірі схильні до обростання (рис. 2, б). Ступінь обростання залежить від тривалості міждокового періоду (рис. 2, в), швидкохідності судна, роду і стану його лакофарбового покриття та інших факторів.

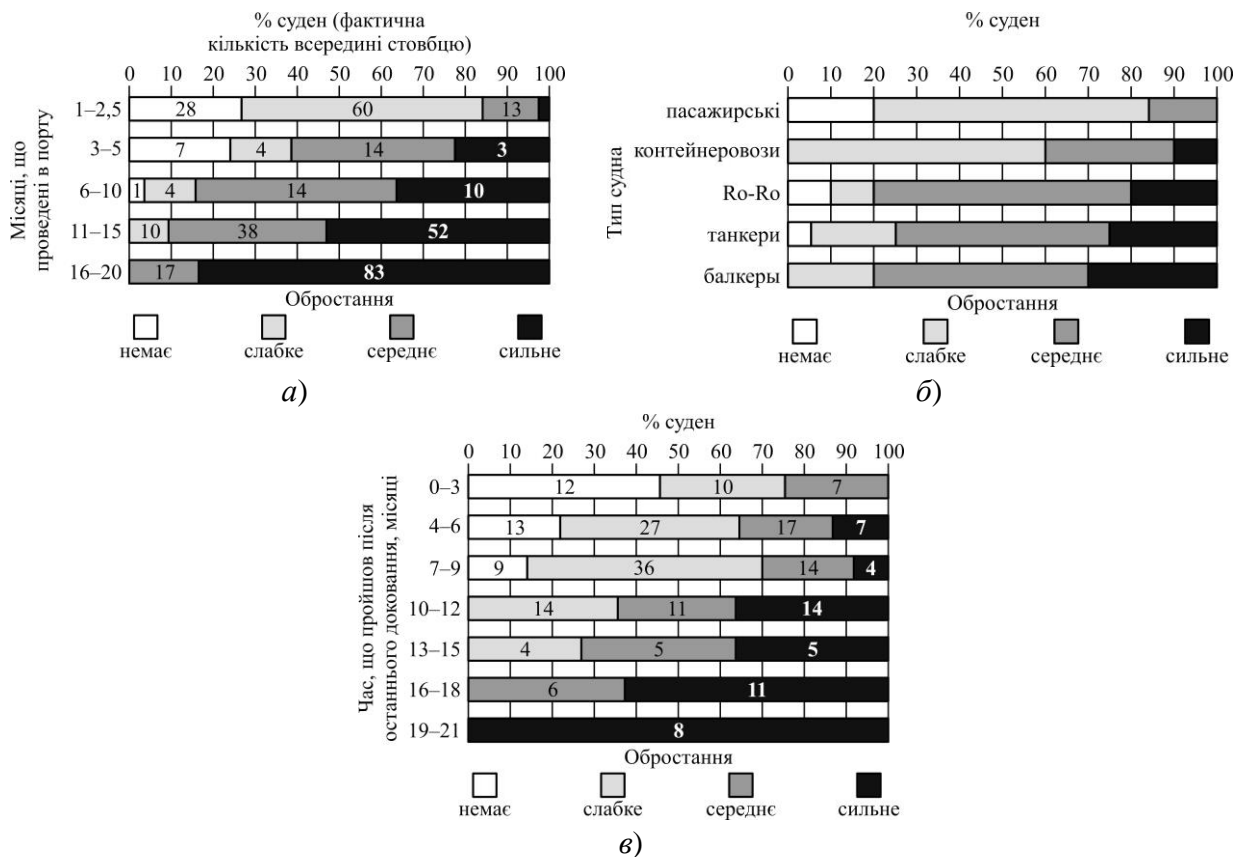


Рис. 2. Залежність ступеня обростання судна від:

а) часу проведеного в порту; б) типу судна; в) часу, що пройшов з останнього докування

Обростання судна негативно позначається на його експлуатаційних показниках. Воно призводить до зменшення технічної швидкості руху судна, збільшення витрати палива на рейс, скорочення експлуатаційного часу і збільшення фінансових витрат на докові роботи.

Підвищення потужності забезпечується збільшенням частоти обертання валів двигунів. Для підтримки заданої швидкості руху судна після обростання необхідно підвищити (якщо є запас потужності) частоту обертання валу двигуна на 5...7 %.

На рис. 3 наведені результати обробки даних по втраті швидкості суден від обростання в залежності від часу експлуатації і ступеня обростання.

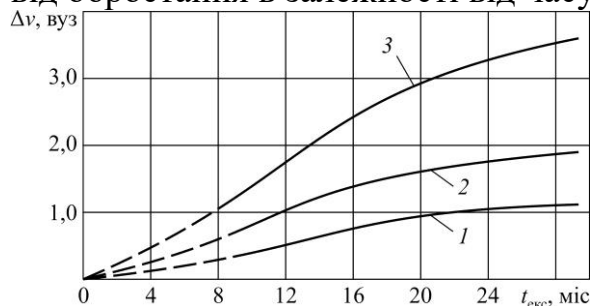


Рис. 3. Втрати швидкості суден при різній динаміці обростання:

1 – слабка; 2 – помірна; 3 – сильна

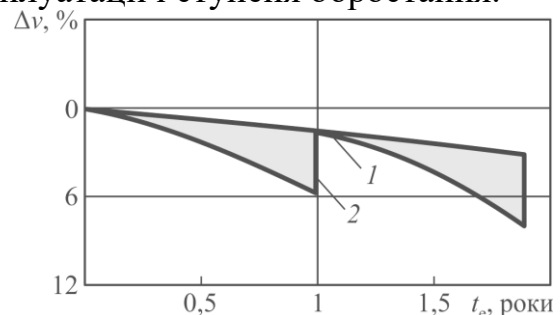


Рис. 4. Зниження швидкості судна Δv , %, протягом дворічного міждокового періоду t_e внаслідок корозії (1) і обростання (2)

Ці дані переконливо свідчать про важливість і актуальність проблем запобігання обростання суден в експлуатації.

З моменту спуску судна на воду при будівництві в процесі експлуатації внаслідок зміни шорсткості корпусу, викликаного корозією, спученням фарби і обростання, підвищується опір руху судна, зменшується швидкість його ходу, зростає витрата палива. На рис. 4 показані приклади зниження швидкості ходу суден протягом 2-річного міждокового періоду внаслідок корозії і обростання. Пропульсивні якості суден зменшуються з ростом віку суден. Це пояснюється незворотним процесом збільшення шорсткості обшивки корпусу внаслідок неякісної підготовки корпусу перед фарбуванням

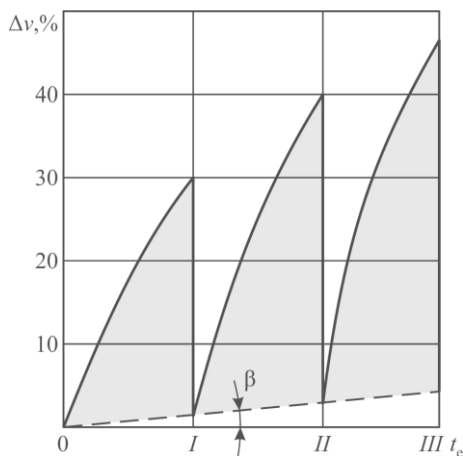


Рис. 5. Зміна пропульсивних якостей судна з віком судна:

I, II, III – перше, друге і третє докування

Все це свідчить про те, що необхідні кардинальні заходи, що запобігають втрату швидкості ходу, підвищення потужності і збільшення витрати палива в експлуатації.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Експлуатація СПК може відбуватися як при незмінних, так і за зовнішніх умовах, що динамічно змінюються. У першому випадку корпус і гвинт судна не піддаються впливу стрибкоподібних навантажень, у другому, зважаючи на зміни погодних умов, глибину та характер транспортування вантажів відбувається зміна зовнішніх впливів на СПК. При цьому змінюється потужність опору, що створюється гвинтом на головний двигун.

До особливих умов роботи СПК належать режими роботи дизеля на швартовах, робота в штормових умовах, робота під час хвилювання моря, роботи дизеля з відключеними циліндрами та реверсування.

Експлуатація дизеля на подібних режимах повинна проводитися на швидкісних режимах, що запобігають тепловому та механічному навантаженню дизеля. Забезпечення надійності роботи головного двигуна у складі пропульсивного комплексу морського судна за зміни зовнішніх чинників забезпечується шляхом вибору оптимального швидкісного режиму, що запобігає його перевантаження.

при проведенні чергових докувань і внаслідок посилення корозії обшивки яка відслужила вже судна. Підводні очищення і чергові докування не відновлюють повністю ходових якостей судна. Втрата швидкості ходу з віком судна відбувається за закономірності, представленій на рис. 5. Кут β невідновлення ходових якостей при докуванні обумовлений головним чином рівнем протекторної або катодного захисту корпусу від корозії [6].

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Golikov V.A., Golikov V.V., Volyanskaya Ya., Mazur O., Onishchenko O. A simple technique for identifying vessel model parameters // IOP Conference Series : Earth and Environmental Science. 4th International Scientific Conference SEA-CONF 2018, Published by IOP Publishing Ltd, 2018. – Vol. 172. – № 012010. – P. 1-8. – doi :10.1088/1755-1315/172/ 1/012010
2. Голіков В.А., Онищенко О.А. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 13-27.
3. Будашко В.В. Оценка эффективности компенсации деградиационных эффектов в комбинированном пропульсивном комплексе // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: ОНМА. – С. 15-22.
4. 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.
5. 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.
6. Малахов А.В., Бендеберя Ф.А., Колегаев М.А., Зуев С.В., Маслов И.З. Гидроупругость судовой импульсной системы размыва грунта // Научные труды SWorld. – 2012. – Т. 2. – № 4. – С. 107-109.

Розмеріца В.В., Ворнік Б.А. Козьмініх М.А.
Національний університет "Одеська морська академія"

Аналіз ефективності використання вторинної пари вантажу в якості палива для головного двигуна

В нинішній час більшість сортів морських палив відповідають вимогам МАРПОЛ Додаток №6 Tier II щодо викидів NOx в атмосферу. Однак дотримання рівня Tier III вимагає зниження температури згорання палива або використання системи рециркуляції вихлопних газів. В обох випадках ефективність двигуна знижується, що підштовхує експлуатаційні витрати на судно. Друга методика скорочення NOx, зазвичай використовується на суші в промисловості та транспорті - це селективне каталітичне відновлення (SCR). Однак ця технологія для використання на суднових двигунах ще розробляється. Для того щоб відповідати вимогам МАРПОЛ при роботі головних двигунів на легких та важких сортах палива використовується система очищення вихлопних газів. Хоча ця технологія добре розвинена, її застосування на судні має безліч недоліків:

- об'єм споживання корпусу суден;
- збільшення потужності та дедвейт;
- підйом судового центру ваги (зниження стійкості судна);

Варіант технології скруббер є у використанні палив з низьким вмістом сірки. До числа найважливіших якостей природного газу, що роблять його привабливим для суднової енергетики і дозволяють створювати ефективні двигуни з низьким вмістом шкідливих викидів, відноситься перш всього висока екологічність. У газових видів палива відношення водень / вуглець становить 2,5-4,0, а молекули хімічно стійкі і прості за будовою. Це забезпечує високоякісне протікання процесу згорання палива, бездетоннаційну роботу двигуна і більш високу екологічну чистоту продуктів

Посилення екологічних норм і зростання цін на традиційні види судового палива є основними рушійними силами для використання природного газу як палива на водному транспорті. Найбільшої шкоди завдають викиди оксидів азоту (NOx), з яких основну масу складає монооксид азоту (NO), що утворюються в камері згорання поршневого двигуна.

Застосування природного газу дозволяє практично повністю виключити викиди сірки, істотно скоротити викиди оксидів азоту і вуглецю, а також твердих часток. Спочатку газове паливо на водному транспорті знайшло практичне застосування на метановозах, де вантаж що безперервно випаровується використовують як паливо енергетичної установки. Однак, існує принципова різниця використання природного газу в якості палива на метановозах, де в основному використовують пари вантажу, і на газоходах, де СПГ відбирають з нижньої частини танка, а потім газифікують.

Переваги газового палива по енергетичним властивостям по відношенню до палива на основі нафти визначаються вищим октановим числом, питомою

теплотою згоряння, стехіометричним ставленням (кількістю повітря необхідного для повного згоряння палива) і більш низькою теплою згоряння стехіометричної суміші. За питомими витратами праці, капіталовкладенням і споживчої вартості газ значно економічніше нафтового палива. Застосування газового палива дозволяє суттєво скоротити кількість шкідливих викидів в порівнянні з паливом на основі нафти - повністю виключити викиди сірки, знизити викиди оксидів азоту (NOx) (на 90%) і істотно знизити викиди діоксиду вуглецю (CO₂) (на 30%). Одним з найбільш перспективних шляхів скорочення витрат дизельного палива, зниження шкідливих викидів при одночасному виконанні завдання по збільшенню моторесурсу двигунів і широкого застосування газу є перехід СЕУ на газове паливо.

Технології спалювання газового палива в судових малооборотних двигунах:

Подача газу під високим тиском здійснюється при положенні поршня поблизу верхньої мертвої точки (ВМТ) і реалізована в двигунах MAN B&W серії ME-GI (marine electronic gas injection). подача здійснюється через дві окремі газові форсунки, розташовані в кришці циліндра. Для досягнення критичного перепаду тисків на газовій форсунки і в камері згоряння тиск в газопроводі має становити 150-250 кгс/см² (в залежності від навантаження). Температура кінця такта стиснення складає 500-600°C, що є недостатнім для надійного запалення газу, тому перед подачею газового палива подається мала доза запального палива.

Технологія подачі газу під низьким тиском заснована на спалюванні збіднених газоповітряних сумішей і реалізована в двигунах Wärtsilä XDF і RT-flexDF. Газ подається в циліндр, за допомогою двох гідравлічно керованих форсунок, розташованих посередині втулки циліндра. В кінці такту стиснення газоповітряна суміш запалюється за допомогою впорскування малої дози запального палива. З огляду на стиснення газоповітряної суміші двигуни схильні до детонаційного режиму горіння. Антидетонаційні властивості характеризуються метановим числом, тому що газове паливо є сумішшю газів.

Існуючі на сьогоднішній день технології використання природного газу в судових малооборотних 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.

Пропульсивний комплекс з чотирьохтактним газодизелем має наступні переваги: високий термічний ККД, гнучкість у виборі палива, низькі експлуатаційні та капітальні витрати. Відмінною особливістю є стійке горіння газоповітряної суміші в циліндрі двигуна, неможливість до якості газового палива і низький коефіцієнт незгорілого газу (близько 0,2%) при роботі двигуна на низьких навантаженнях.

Зміна режиму роботи двигунів з низьким тиском подачі газу є предметом деяких обмежень через особливості процесу горіння газоповітряної суміші. Обмеження збільшення циклової подачі газу, особливо на режимах близьких до номінального, визначені граничними значеннями коефіцієнтів надлишку повітря, які в свою чергу обумовлені пропуском запалення в циліндрі при збідненості газоповітряної суміші і детонаційними горінням при її збагаченні (рисунок 1).

Приємистість двигунів з високим тиском подачі газу порівняна з дизелями, що працюють на рідкому паливі, зважаючи на більш широкого допустимого діапазону коефіцієнта надлишку повітря.

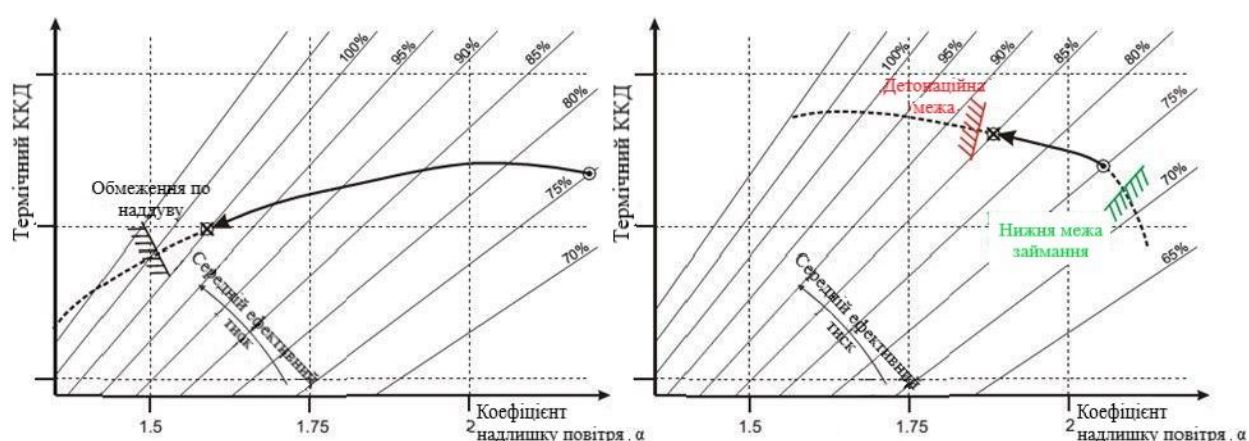


Рисунок 1. Збільшення циклової подачі газу при постійному потоці повітря в циліндр

Основна проблема розробки систем газоподачі є у високому змінному тиску газу в залежності від навантаження двигуна. Для вирішення цієї проблеми було розроблено два типи системи УПСГ, які зображено на рисунку 2.

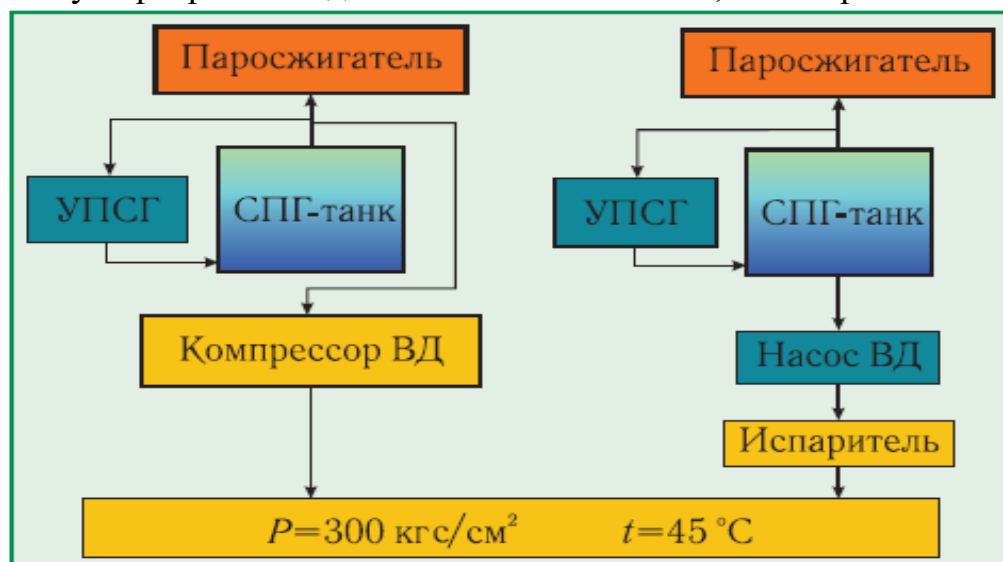


Рисунок 2. Функціональні схеми варіантів реалізації систем газоподачі

У першій з систем передбачається використання компресора високого тиску (КВТ), який відсмоктує пари вантажу з купола вантажного танка, тим самим стабілізуючи тиск, і під тиском 18 кгс/см² направляє їх в головний двигун. При такому компонуванні наявність УПСГ є необов'язковим.

У другій системі використовується насос високого тиску (НВТ) та випарник. НВТ стискає газ, відібраний з танку до тиску 300 кгс/см². Після цього до випарнику СПГ газифікується та одночасно підігрівається до необхідної температури. Наявність УПСГ в даному випадку є обов'язковим, так як випарки грузу не відбираються з грузових танків.

В наші часи ці дві схеми використовуються різними виробниками та представлені у різних варіантах. Різноманітність модифікацій супроводжується різними умовами експлуатації газозовів. Наприклад, судно може працювати як транспортна ланка між терміналами, де важливими факторами є швидкість, економічність, мінімальні втрати вантажу. У разі регазифікаційного газозова важливішим є потужність електростанції, ніж швидкість його ходу, так як ці судна десятки років стоять на терміналі.

На основі аналізу наявної інформації стає зрозумілим, що основною метою переходу на газове паливо є економічність та екологічність, так як ціна на нафтове паливо постійно зростає разом зі значним посиленням вимог, пов'язаних з екологічними показниками суднових двигунів. Застосування природного газу дозволяє практично повністю виключити викиди сірки, істотно скоротити викиди оксидів азоту і вуглецю, а також твердих часток.

Переваги газового палива по енергетичним властивостям по відношенню до палива на основі нафти визначаються вищим октановим числом, питомою теплотою згоряння, стехіометричним ставленням (кількістю повітря необхідного для повного згоряння палива) і більш низькою теплотою згоряння стехіометричної суміші. За питомими витратами праці, капіталовкладенням і споживчої вартості газ значно економічніше нафтового палива.

На сьогоднішній день реалізовані дві технології спалювання газового палива в суднових двигунах, які зручно класифікувати по тиску подачі газу в циліндр.

Кожна технологія має свої переваги та недоліки.

У якості палива можна використовувати як пари вантажу, так і зріджений газ, який в процесі потрібно випаровувати. В залежності від тиску подачі газу у ДВС, у системі паливо підготовки встановлюється додаткове обладнання (компресор високого тиску, насос високого тиску і Т.Д.)

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Козьмініх М.А., Дулдієр О.П, Чепаліс І.В. Системи скраплення газу та вантажні системи суден-газовозів: Навчальний посібник, Одеса: НУ "ОМА", 2018-68с.
2. С.Э. МакИнтош, П.Г. Ноубл, Дж. Роквелли и К.д. Рамлахан. Морская транспортировка природного газа// Нефтегазовое обозрение. Лето 2008. Том 20, №2: 58-73.
3. Чепаліс І.В., Козьмініх М.А., Повторне скраплення газів як метод стабілізації тиску в вантажних танках метановозів. НТЗ Суднові енергетичні установки– 2014.– с. 41-47.– НУ «ОМА»

4. Чепаліс І.В. Проблеми стійкої роботи газодизеля при використанні природно випарувався вантажу метановозів як палива / Вісник ГУМРФ. - 2015. - С. 65-73.
5. Чепаліс І.В. Аналіз систем подачі природного газу в двотактні газодизелі на суднах-метановозах // Технічні газу, 2016. - № 3. - С. 65-70.
6. Міжнародна конвенція по запобіганню забрудненню з суден 1973 року // [Електронний ресурс]. – Сайт: Верховної Ради України. – Режим доступу: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/896_009
7. Баскаков С.П. Перевозка сжиженных газов морем: Учеб.пособие –СПБ Судостроение, 2001 – 272 с.
8. Project Guide "ME-GI Dual Fuel MAN B & W Engines" [Електронний ресурс]: <https://marine.mandieselturbo.com>

Забезпечення якості процесу згоряння палива під час роботи суднового дизеля на часткових навантаженнях

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.

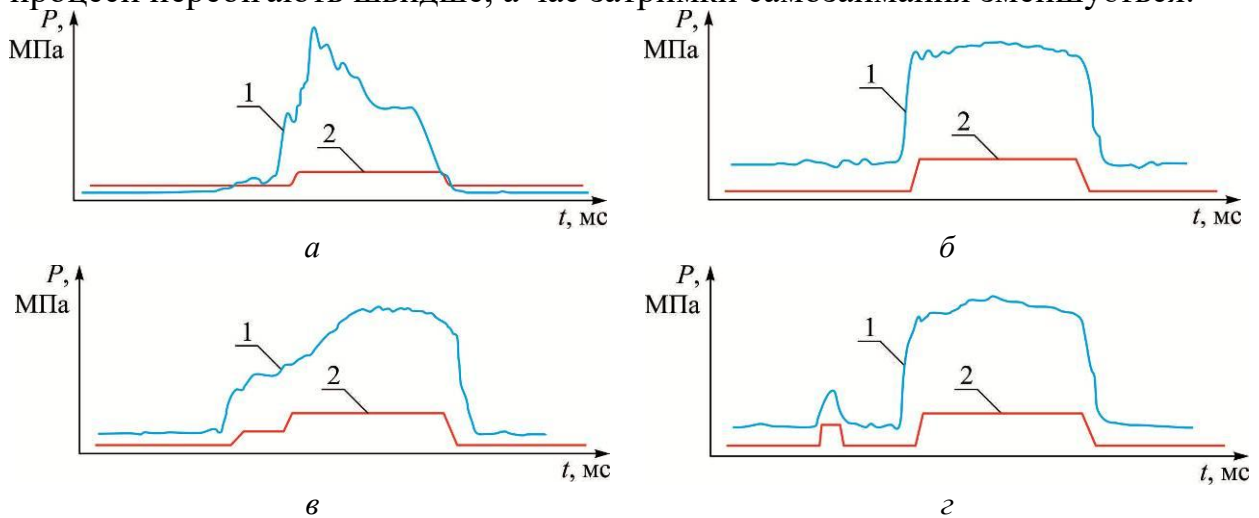


Рис. 1. Варіанти законів впорскування, що реалізуються в сучасних дизелях:
а – з швидким наростанням тиску в початковій стадії; *б* – з постійним тиском;
в – з плавним наростанням і різким скиданням тиску; *г* – двофазне впорскування з передвпорскуванням; 1 – тиск перед розпилювачем; 2 – підйом голки 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

упорскування 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 UES 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.

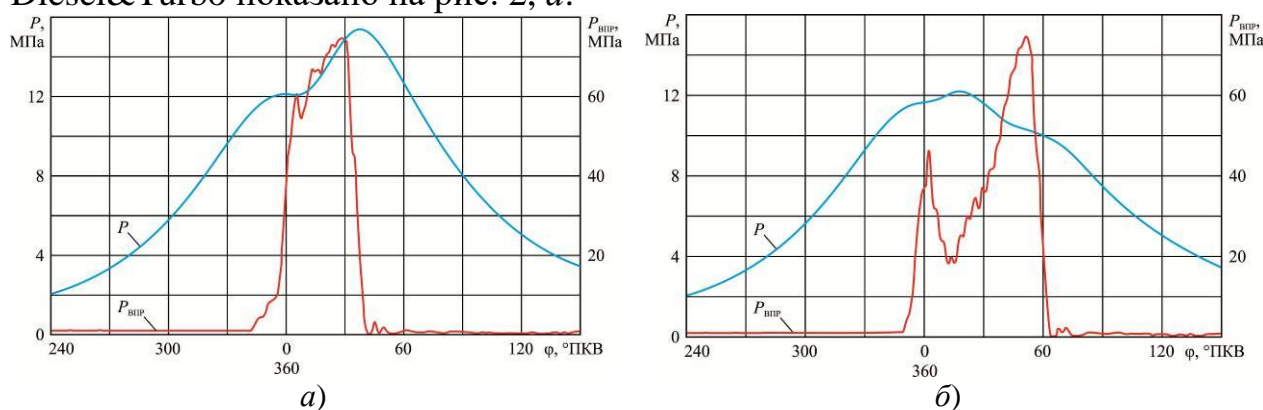


Рис. 2. Робочий процес малообертового дизеля з пологим зростанням тиску впорскування в початковій стадії (а) і з двофазним уприскуванням палива (б)

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, а, 2, б). До цього варіанту вдаються, коли стоїть завдання зниження шумності і зменшення вмісту в випускних газах емісії NO_x .

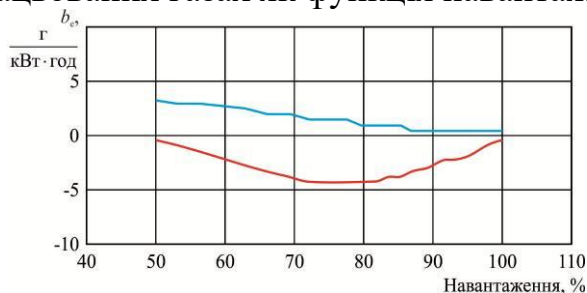
Реалізується такий закон подачі шляхом організації передвпорскування, коли невелика порція палива впорскується в циліндр до початку основної подачі. Щоб уникнути погіршення економічності запальний порція палива в такому процесі повинна бути якомога менше. Тому важливою вимогою до паливної апаратури. 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 викидів, 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].



Висновки і перспективи подальших досліджень.

1. Зниження частоти обертання колінчастого вала призводить до зменшення тиску нагнітання палива та подальшого погіршення про-

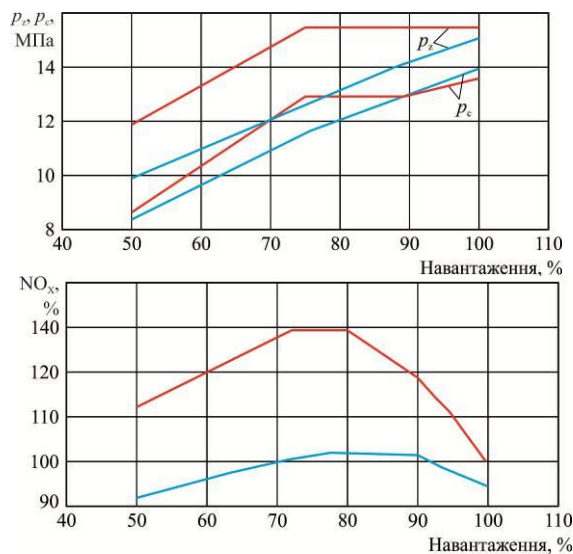


Рис. 3. Основні характеристики двигуна 7S60ME фірми MAN при пологом законі подачі палива і двохфазному впорскуванні

цесу 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.

Агоп'ян В.С., Ващенко В.О., Богач В.М.
Національний університет "Одеська морська академія"

Особливості моделювання в наукових дослідженнях

Комп'ютерне моделювання дає хороші результати, дозволяючи досліджувати безліч різних альтернатив і всебічно їх вивчати. На рис. 1 показано етапи прийняття рішення. За наявності конфлікуючих чи конкуруючих альтернатив дослідник аналізує ситуацію, що склалася; приймає рішення, що дозволяє вирішити проблему; рішення реалізується; в результаті з'являється можливість отримання економічного ефекту [1] .

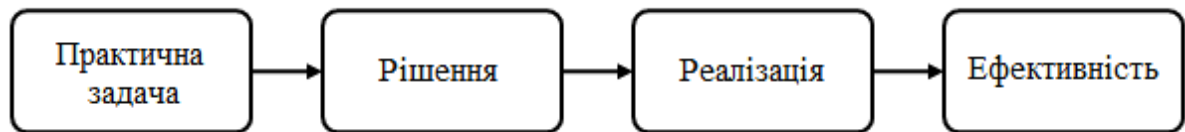


Рис.1 Етапи прийняття та реалізації рішень.

На рис. 2 представлений процес моделювання стосовно перших двох етапів прийняття рішення. Діаграма процесу складається з верхньої та нижньої частин, розділених пунктирною лінією. Нижче пунктирної лінії знаходиться реальний світ, з яким щодня стикаються дослідники, покликані приймати рішення в складних ситуаціях. Процес моделювання починається з дослідження ситуації, що вимагає вирішення (у лівому нижньому кутку діаграми).

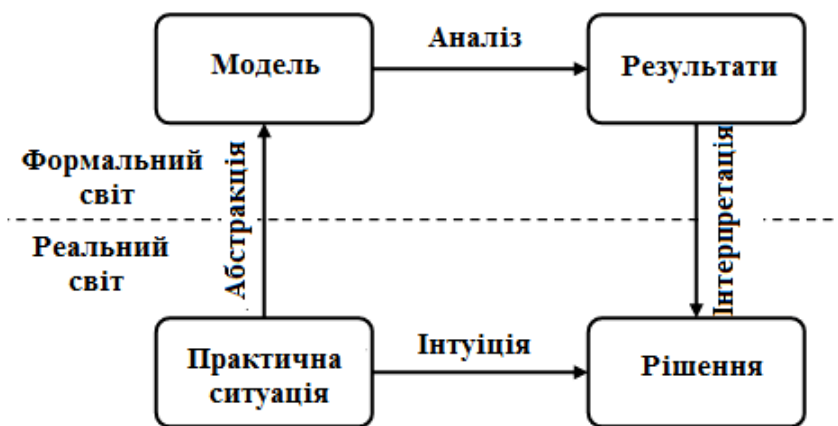


Рис. 2. Процес моделювання.

У минулому після прийняття рішень вчені звикли покладатися головним чином інтуїцію. Хоча інтуїція, особливо досвідчених дослідників, має велике значення, вона за визначенням позбавлена раціонального аналітичного початку. Керуючись при прийнятті рішень виключно інтуїцією, фахівець може робити висновки тільки з кінцевих результатів раніше прийнятих рішень, а таке навчання дуже дорого обходиться.

Процес моделювання [2,3] представлений на рис. 2 над пунктирною лінією, рекомендує набір дій, які повинні доповнити (не замінити!) інтуїцію при прийнятті рішень. При цьому створюється формалізована кількісна модель проблемних аспектів розв'язуваної ситуації, що представляє істоту проблеми.

Побудована кількісна модель аналізується з метою отримання певних результатів або висновків, які впливають виключно з моделі, незалежно від того, які припущення та абстрактні побудови лежали в її основі. Після цього отримані результати інтерпретуються для існуючої реальної ситуації з урахуванням тих факторів, які не враховувалися раніше в процесі формалізації завдання. Процес моделювання, доповнений досвідом та інтуїцією дослідника, дозволяє прийняти більш точне рішення і багато чого навчитися.

Як показано на рис. 3, процес моделювання сам по собі не є конкретним науковим методом, реалізацією якого повинні займатися виключно фахівці. Міркування оперативного управління впливають на всі аспекти процесу, тому безпосереднє залучення дослідника до процесу моделювання є запорукою успішного застосування результатів моделювання в реальному світі [4,5].

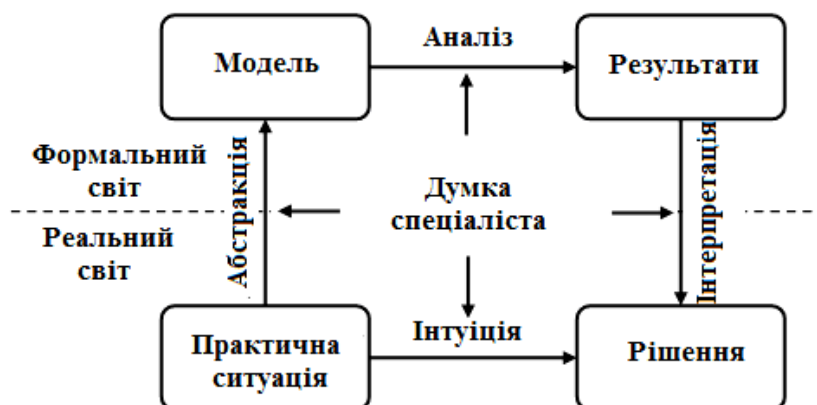


Рис. 3. Роль думки спеціаліста у процесі моделювання

Дослідники відіграють дуже важливу роль як під час формування абстракцій, створення моделі та її інтерпретації, так і при реалізації рішень.

Тому вчений має розуміти таке:

1. Які ситуації піддаються моделюванню;
2. Як отримати необхідні для побудови моделі дані або як витягти їх з великих масивів даних, і які існують методи аналізу моделей, що допомагають у прийнятті необхідних рішень (причому в межах розумних витрат часу та коштів);
3. Що можна зробити, щоб отримати максимальну користь з інтерпретації моделі та реалізації рішення.

Моделі відіграють різну роль на різних рівнях вирішення поставленої задачі. На верхньому рівні моделі, як правило, пропонують інформацію та допомагають зрозуміти проблему, причому не обов'язково у формі рекомендованих рішень. Вони використовуються як засоби стратегічного планування: щоб передбачити майбутнє, досліджувати альтернативи, розробити кілька

планів на випадок непередбаченого розвитку подій, і скоротити час реакції на вимоги часу.

На нижчому рівні моделі найчастіше використовуються для того, щоб запропонувати конкретні рішення. Наприклад, все частіше зустрічаються повністю автоматизовані процеси та виробництва. Однак частіше внесок автоматизації в моделювання полягає в зборі та підготовці потрібних даних. Ці дані потім використовуються дослідниками для періодичного оновлення табличних моделей, побудованих в електронних таблицях. Переглянута модель повторно аналізується, рекомендуються нові рішення, які знову інтерпретуються та реалізуються.

Моделі порізноmu використовуються на різних рівнях вирішення проблеми з ряду причин. Чим нижчий рівень організації, тим простіше завдання та альтернативи. Взаємодії легше описати кількісно, найчастіше доступніші точні дані, більш визначеною є і майбутнє середовище реалізації рішення. Крім того, досить часто повторюються ситуації ухвалення рішень, що дозволяє амортизувати витрати на збір даних та розробку моделі за рахунок її багаторазового використання.

Способи використання моделей так само різноманітні, як і люди, які їх створюють. У будь-якому випадку моделі забезпечують структуру для цілісного логічного аналізу. Моделі широко використовуються тому, що змушують виконувати такі дії:

- Явно визначити цілі;
- Визначити і зафіксувати типи рішень, які впливають на досягнення цих цілей;
- Виявити та зафіксувати взаємозв'язки та компроміси між цими рішеннями;
- Ретельно вивчити входні до них змінні і визначити можливість їх виміру;
- Розібратися, які дані необхідні кількісного визначення значень змінних і знайти спосіб описати їх взаємний вплив;
- Усвідомити, які обмеження можуть накладатися на значення цих змінних.

Як впливає з перерахованого вище, модель можна використовувати в якості цілісного засобу для оцінки та обговорення різних варіантів рішень, якщо кожен варіант або ряд рішень оцінюється з одних і тих же позицій, згідно з тими ж формулами, що описують взаємозв'язки та обмеження. Більше того, моделі можна перевірити безпосередньо на практиці та удосконалити, використовуючи наявний досвід.

Моделі дозволяють одночасно використовувати аналітичні можливості електронних таблиць, можливості зберігання даних та обчислювальні ресурси комп'ютерів. Жодна модель не може повністю охопити реальність. Кожна модель є певною абстракцією, тобто. описує лише деякі можливі взаємозв'язки реального світу і лише приблизно представляє відносини між

ними. З цього випливає просте прагматичне правило, що визначає, коли слід використовувати моделі.

Модель слід використовувати в тому випадку, якщо з її допомогою приймаються більш вдалі рішення, ніж без неї. Успішне (і творче) використання моделей значною мірою засноване на судженнях та інтуїції дослідника. Інтуїція відіграє важливу роль в усвідомленні проблеми та створенні моделі. Спочатку потрібно визначити, де можна застосувати кількісну модель, тобто, перш ніж вкладати кошти в процес моделювання, необхідно інтуїтивно відчувати, що суть ситуації можна описати за допомогою моделі і отримати корисний результат.

Інтуїція не менш важлива при інтерпретації та реалізації рішення. Незважаючи на те, що в ході аналізу багатьох моделей виходять "оптимальні" рішення, важливо розуміти, що такі рішення є оптимальними для формальних абстракцій (що знаходяться над пунктирною лінією на рис. 2), але вони можуть і не бути такими в реальній ситуації.

Термін "оптимальність" стосується моделей, а не реальності. Те, що оптимально в моделі, аж ніяк не завжди оптимальне в реальному житті. Таким чином, для дослідника надзвичайно важливо оцінити модель та визначити, наскільки слід довіряти її рекомендаціям. Може знадобитися переглянути опис ситуації або навіть формулювання моделі. Важливо розуміти, що моделювання в жодному разі не замінює інтуїцію фахівця.

Безумовно, не можна гарантувати, що використання "хорошої" моделі завжди дасть гарний результат; але, незважаючи на його недосконалість, цей підхід - найбільш раціональний із усіх можливих. Цей факт служить основний мотивацією вивчення кількісних моделей: шанси правильно передбачити, коли якась модель даватиме хороші реальні результати, а коли - ні, істотно зростають, якщо зрозуміти концепції, що використовуються в даній моделі.

Щоб краще зрозуміти взаємовідносини різних типів моделей у процесі моделювання, зручно уявити класифікацію символічних моделей у вигляді ромба, як показано на рис. 4. Права і ліва грані ромба відображають побудову полярних моделей: детермінованих і імовірнісних. Звичайно, жодна модель не може бути повністю детермінованою (що не містить невизначеності в значеннях жодної змінної) або повністю імовірнісною (коли невизначеність властива всім значенням змінних) [2,5].

Верхня та нижня частини ромба описують інші протилежності: низхідне та висхідне моделювання. Низхідне моделювання передбачає, що може відбуватися так: спочатку з загальних міркувань визначаються перемінні, потім вони пов'язуються в моделі виходячи з гіпотез про алгебраїчних видах їх зв'язків і передбачуваних значеннях всіх параметрів.

У результаті використовується низхідний спосіб моделювання, в якому основними є загальні знання і судження розробника моделі про значення даних і математичні зв'язки між ними, а також про майбутнє застосування цих загальних знань. Отримані таким чином моделі спочатку є недостатньо за-

безпеченими даними і містять лише десятки або сотні елементів даних, часто виражених як передбачувані параметри моделі.

При низхідному моделюванні виходять з того, що модель можна розробити, сфокусувавши увагу на змінних, що відображають зібрані дані, потім об'єднати модель, визначивши шляхом аналізу даних зв'язку між ними і оцінивши значення всіх параметрів. В результаті моделі будуються висхідним способом, а головним є точні, легко доступні дані і судження про їх майбутнє застосування. Отримані моделі з самого початку добре забезпечені даними і містять сотні або тисячі елементів даних, які згодом уточнюються, щоб оцінити параметри моделі в процесі так званого вилучення інформації з даних.

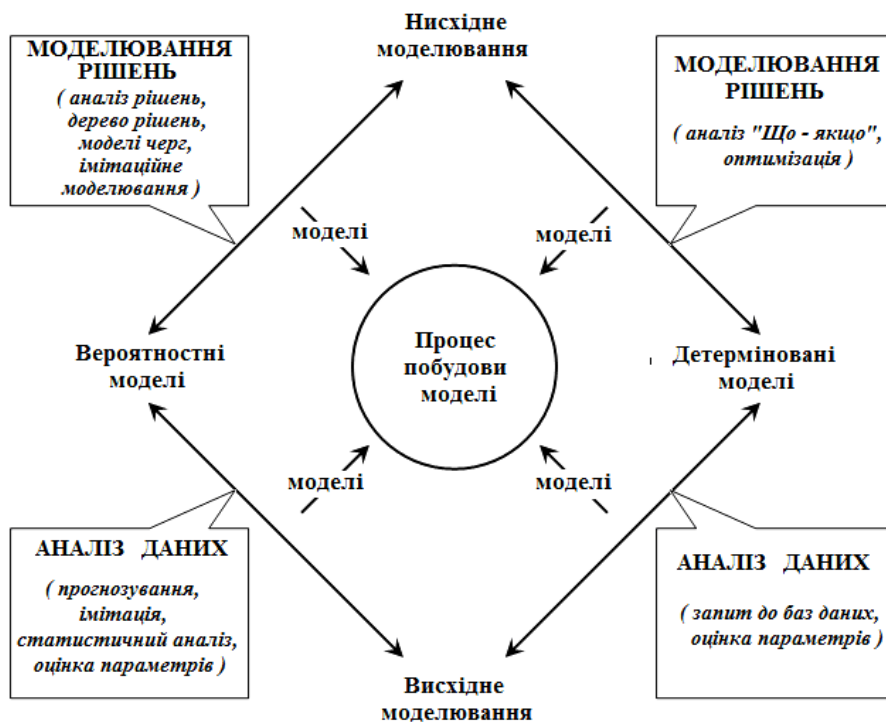


Рис.4. Типи моделей

Зображений на малюнку ромб також ілюструє, що всі чотири його грані повинні використовуватися вченими в процесі побудови моделі, зокрема на ранніх стадіях її формування. Побудова моделі рідко зводиться до використання одного напрямку або до простого слідування деякому рецепту комбінування напрямків.

Елементи моделі потрібно випробувати, протестувати, оцінити (часто спочатку суб'єктивно), виправити, знову оцінити і так далі, послідовно переходячи з однієї "грані" ромба на іншу, використовуючи при цьому весь свій творчий потенціал.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Білоусова Л.І. Інформатика. Навчальний посібник // Білоусова Л.І., Муравка А.С., Олефіренко Н.В. – Харків: Факт, 2009. – 352 с.
2. Катренко А. В. Системний аналіз об'єктів та процесів комп'ютеризації: Підручник / А. В. Катренко. - Львів: Новий Світ-2000, 2013. - 396 с.
3. Ковальчук К. Ф., Лозовская Л. І, Савчук Л. М., Аберніхіна І. Г. Моделі і методи прийняття управлінських рішень. - Дніпропетровськ: Редакційно-видавничий відділ НМетАУ. - 2010. - 116 с.
4. Морзе Н. В. Інформатика : підруч. для загальноосвіт. навч. закладів / Н. В. Морзе, О. В. Барна, В. П. Вембер. - К.: УОВЦ «Оріон», 2017. - 208 с.
5. Наконечний С.І. Математичне програмування / С. І. Наконечний, С. С. Савіна.- К.: КНЕУ, 2005. - 452 с.

Бездітко А.А., Поклонський Є. А., Коваленко І.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз та обґрунтування підбору зварювальних матеріалів при ремонті суднових енергетичних установок

Питання вибору зварювальних матеріалів є основним при виконанні ремонтних робіт суднових допоміжних механізмів та установок. Від легування металу шва істотно залежить можливість утворення в перехідних шарах шва тендітних структур і тріщин, а також інтенсивність розвитку в зоні сплаву кристалізаційних і дифузійних прошарків. Залежно від поєднання зварювальних сталей, технології виготовлення і режиму експлуатації конструкцій застосовуються зварювальні матеріали, які своїм складом можуть бути близькі до менш або більш легованої сталі, а у ряді випадків і помітно відрізнятися від них.

У комбінованих суднових конструкціях метал шва по своїй міцності може задовольняти вимогам менш міцною зі сталей. Зазвичай зварні шви за механічними властивостями у жароміцних сталей близькі або навіть перевершують властивості основного металу. Тому використання зварювальних матеріалів близького складу але з менш міцними характеристиками, і менш легованими складами задовольняє вимогам, що пред'являються до міцності суднових конструкцій.

Все це дозволяє стверджувати що проведення аналізу та дослідження у цьому напрямку є актуальними.

Для досягнення визначеної мети необхідно виконати наступні завдання:

- сформулювати методи усунення залишкових напруг та концентраторів напруг у конструкціях судового обладнання;
- обґрунтувати вибір матеріалу та режиму термічної обробки з урахуванням основних та додаткових вимог вибору зварювального режиму, з забезпечення заданого співвідношення проплавлення кожної зі зварювальних кромок, без виникнення мартенситних структур;
- забезпечити вимоги структурувати вимоги до аустенітних матеріалів, суднових конструкцій з різними геометричними параметрами що до дотримання при стиковому зварюванні виконання переходу від м'яких до жорстких режимів;

У великогабаритних конструкціях з різномірних сталей при зварюванні великих товщин, термічну обробку виконують у декілька операцій. Так при виготовленні робочих коліс потужних гідротурбін тривалість перебування окремих зварних стиків при температурі відпустки доходить до 50–70 годин[1]. Внаслідок цього в зоні сплаву отримують помітний розвиток дифузійні прошарків, які знижують міцність деталі рис. 1.

В окремих випадках, як, наприклад, в робочих колесах турбін та насосів з лопатями з нержавіючої 12-відсоткової хромової сталі і обіддям з низьколегованої сталі, можна рекомендувати заміну відпустки нормалізацією. Нагрі-

вання при цій операції на 50–100 °С вище критичної точки призводить до помітно меншого розвитку дифузійних прошарків у порівнянні з відпусткою [2].



Рис. 1. Макрошлиф основного металу та дифузійного прошарку сталі з часткою хрому 12%.

При температурі нормалізації більше 350°C, зменшується також і термодинамічна стійкість карбідів в легованій складовій зварного з'єднання, що є рушійною силою процесу дифузії. Випробування зразків з надрізом в зоні сплаву на ударний вигин показали, що ударна в'язкість після нормалізації залишається високою, в той час як після тривалої відпустки вона падає до дуже малих величин, та появи крихкого зламу [3].

Вибір матеріалів при зварюванні різнорідних перлітових сталей. У цьому випадку доцільно використовувати зварювальні матеріали, близькі за складом до менш легованої сталі [4]. Так як технологічна міцність перлітових швів знижується з підвищенням їх легування, то задоволення цієї вимоги дозволяє успішніше забезпечити відсутність в швах тріщин і інших дефектів. В даному випадку не доводиться побоюватися появи небажаних структур в шарах шва, що примикають до більш легованої сталі, в зв'язку з відсутністю різкої зміни властивостей в межах можливої зміни легування. При великій різниці у вмісті легуючих елементів у сталях що зварюються, можуть застосовуватися додаткові матеріали проміжного легування. Рекомендації по їх вибору для різних методів зварювання плавленням наведені у [5]. Там же дані вказівки про температуру підігріву при зварюванні $T_{\text{под}}$ і відпустці $T_{\text{отп}}$ зварених виробів.

При ручному дуговому зварюванні слід використовувати електроди з фтористокальцієвим покриттям, які забезпечують високу стійкість металу шва проти кристалізаційних тріщин та його підвищену пластичність. Застосування електродів з рудно-кислим і органічним покриттям не рекомендується в зв'язку з небезпекою утворення тріщин в шарах шва, що примикають до більш легованої сталі [6].

Технологічні режими зварювання і перш за все температуру підігріву бажано вибирати близькими до необхідних для більш легованої сталі. При зварюванні та ремонті масивних деталей в окремих випадках доцільно знизити температуру підігріву або зовсім виключити останній, шляхом попередньої обробки крайок з боку більш легованої сталі. Так, під час зварювання частин циліндра парової турбіни з маловуглецевої стали марки 25Л з хромомолібде-

нованадієвих сталлю марки 15X1M1ФЛ, підігріву можна уникнути, якщо ввести попереднє облицювання. Стик необхідно облицювати на висоту 14 мм кромки деталі з легованої сталі електродами типу Е42А [7]. Після облицювання необхідно виконувати відпустку при температурі 720 °С, а після заварки основного шва лише при температурі 620–650 °С, для отримання мілко зернистої структури металу шва рис.2.

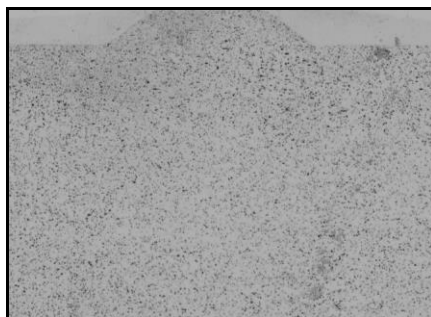


Рис. 2. Структура зварного з'єднання сталі перлітного класу 15X1M1ФЛ

За умовою відновлення пластичних властивостей металу у якому утворюються загартовані структури, при зварюванні окремих зон такого зварного з'єднання, температуру відпустки бажано вибирати близькою до рекомендованої для більш легованої сталі. Однак у зв'язку з різним вмістом у зварюваних сталях активних карбідоутворюючих елементів, за умовою зниження до мінімуму дифузійних прошарків, температура відпустки повинна бути знижена до 600°С. Таким чином можливо стверджувати що ефективного зняття зварювальних напружень досягається при відпустці по термічному режиму для менш легованої складової і становить 550 °С [8].

Виходячи з необхідності одночасного обліку всіх цих факторів, температура відпустки зазвичай вибирається середньої між необхідними показниками для однорідних зварних з'єднань обох марок сталей.

При порівняно великій різниці в складі зварювальних сталей і перш за все у вмісті карбідоутворюючих елементів, за рахунок структури шва не вдається повністю припинити дифузію вуглецю в зоні сплаву. Таки процеси приводить до появи у структурі шва небажаних прошарків. Тому для таких зварних з'єднань необхідно обмежувати робочу температуру виробу. Таким чином з'ясовано що для зварних з'єднань вуглецевих сталей з хромо-молібденованадієвими або 5% хромистими сталями, гранична робоча температура повинна бути знижена до 350 °С. У подібних з'єднаннях слід зменшувати і температуру термічної відпустки. При необхідності роботи цих сполук в інтервалі температур 400-600°С можуть бути рекомендовані введення перехідників, або попередня облицювання кромок з боку вуглецевої сталі [9].

У зварних з'єднаннях судових трубопроводів з легованих марок сталей найбільш раціональним є введення перехідника зі сталі 15ХМ (20ХМ). Спочатку слід приварити патрубок електродами типу Е-ХМ до труби з хромо-молібденованадієвої сталі і зробити відпустку стику при температурі 680-700

°C. Далі, зварюється замикаючий стик патрубка з трубою з вуглецевої сталі. При товщині стінок труби до 10 мм вказаний стик можна термічно не оброблювати. При великій товщині стінки труби, більш 10 мм, стик повинен бути відпущений при температурі 630–650 °C [11].

При зварюванні 12-відсоткових хромистих мартенситних сталей з високохромистими феритними і ферито-аустенітними сталями, найбільш доцільно використовувати зварювальні матеріали феріто-аустенітного класу. Перевагою цих матеріалів в порівнянні з феритними (типу ЕФХ17) є мала схильність металу шва до зростання зерна і висока його пластичність в початковому стані після зварювання рис.3.

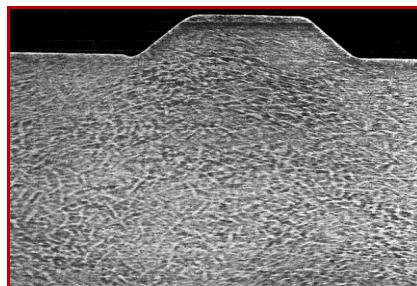


Рис. 3. Структура зварного з'єднання сталі з феритною структурою.

При з'єднанні аустенітних і ферито-аустенітних сталей та виборі електродних і присадних матеріалів для зварювання різнорідних аустенітних сталей, необхідно перш за все враховувати схильність аустенітних швів до утворення тріщин. Цей недолік виникає при порівняно невеликому до 3-5%, відхиленні легування від оптимального. Можна стверджувати що дифузійний перерозподіл вуглецю в зоні сплаву для аустенітних складових структур шва, так само як і з'єднань з високохромистих сталей, у більшості випадків можуть не враховуватися [12].

Для попередньої оцінки придатності зварювальних матеріалів доцільно використовувати поділ аустенітних сталей по зварюваності на дві групи [10]. До першої з них відносяться найбільш поширені аустенітні сталі, у яких вміст основного легуючого елемента – хрому, перевищує або близько до змісту нікелю > 1 %. Ці сталі можуть зварюватися найбільш технологічними аустенітно-феритними електродними матеріалами. Друга група охоплює сталі з підвищеним запасом аустеніту, у яких вміст нікелю перевищує вміст хрому < 1 % і які аустенітно-феритними електродними матеріалами зварюватись не можуть.

Тому можливо стверджувати, що вибір легування електродних матеріалів визначається хімічним складом зварюваних матеріалів умовами роботи конструкції і вимогами її термічної обробки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

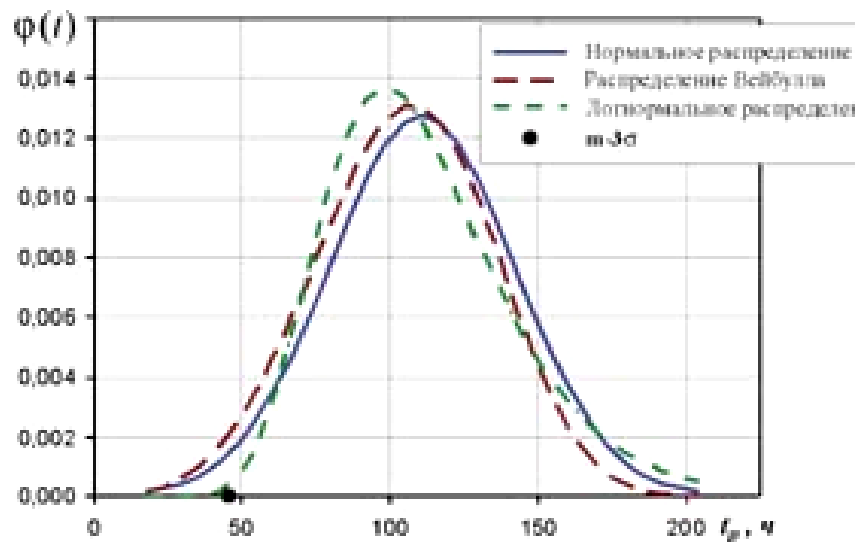
1. Chigarev V.V. Flux-cored strips for surfacing / V.V. Chigarev, A.G. Belik // Welding International . - Volume 26, 2012 . – P. 975-979. (НБД Scopus)

2. Фока А.А. Судовой механик / А.А. Фока – Одесса: Феникс; 2010. – Т.1. - 1030 с.
3. Kovalenko I. Operation reliability evolution of the ship power pipelines with application of mathematical modeling and ultrasonic testing methods / I. Kovalenko, V. Spiridonov // The scientific heritage. - 2016. -№6 – С.88-91.
4. Chigarev V.V. Optimization of the fractional composition and performance melting powder tapes with exothermic mixture in the filler / V.V.Chigarev, A.G. Belik, D.A. Zarechenskii// Welding International. -2016. - Vol.30, No.7. – P. 557-559. (НБД Scopus).
5. Чигарев В.В., Коваленко И.В. Исследование эксплуатационных свойств биметаллических сварных соединений // Вестник ПГТУ. – 2011. - № 22. – С. 161-165
6. Чигарев В.В., Коваленко И.В. Усовершенствование методики испытания сварных соединений из биметалла при одностороннем изгибе// Сборник «Захист металургійних машин відполомок» – 2010. -№ 14. – С. 99-102
7. Готальский Ю.Н. Сварные соединения разнородных сталей. – М.: Техника, 1981. – 185с.
8. Патон Б.Е., Чепурной А.Д., Саенко В.Я., Медовар Л.Б. Перспективы производства толстостенных биметаллических корпусов высокого давления // Автомат.сварка. – 2004. - №1. – С. 30 – 39.
9. Закс И.А. Сварка разнородных сталей. – М: Статус -Эко, 1973. – 208с.
10. Махненко В.И. Ресурс безопасной эксплуатации сварных соединений и узлов современных конструкций / В.И. Махненко. – Киев: Наукова думка, 2006. – 618с.
11. Патон Б.Е. Новые возможности автоматической сварки в машиностроении / Б.Е.Патон, Л.Б.Медовар, В.Е.Саенко // Металлургия машиностроения. – 2003. – № 1. – С. 2-5.
12. Mohammad Essa Ahmad. Application of flux-cored strips for ruggedization and reconditioning of machine parts / Mohammad Essa Ahmad, W.W.Chigarev, A.G.Belik // Modern Developments in Renewable Energy and Sustainability, Kuala Lumpur, Malaysia, 2008. - P. 110-118.

Kachalkin A.O., Pilyaev I.A., Zhuravlov Yu.I.
National University "Odessa Maritime Academy",

Improving the strength reliability of interfaces of ship technical equipment parts

Strength reliability is one aspect of the overall reliability of a system, structure, or part. A quantitative indicator of the level of strength reliability of the "shaft-plain bearing" mates is the probability of failures (destructions) under operating conditions, the causes of which are associated with insufficient strength. The strength reliability of the mating parts of long-term systems depends on the parameters and quality of these systems. By definition, the quality of a product is a set of properties that determine the degree of suitability of a product for its intended use [1]. Over time, the quality of the product decreases. The reliability of the design is determined by the level of quality during operation. For ЖС6У; $T=1000^{\circ}$



$C; \sigma = 170 \text{ МПа}$:

Fig.1. The distribution law of the probability density φ from time t to the occurrence of a certain type of failure

For “shaft-sliding bearing” interfaces, the individual quality of the system is determined by the performance at the levels of indicators (parameters) specified in the specifications that affect the strength and durability of the parts. Such indicators can be the speed of rotation, the composition and temperature of the oil. These indicators, in turn, depend on the quality of the engine manufacturing, the uniformity of the dimensions of the parts, the accuracy of meeting the requirements for geometry and clearances in the flow path, and the quality of the material of the parts.

Strength reliability can be defined as an indicator of the state of a structure or part, which ensures, with a high degree of probability, that its integrity is preserved and that there is no damage that could provoke destruction.

The concept of reliability includes a set of concepts: non-failure operation, durability, maintainability and persistence [2]. Time to failure is used as a measure of system uptime. If a probability distribution law is established for the time or num-

ber of cycles until a certain type of failure occurs, the prediction of the duration of failure-free operation depends on the behavior of the distribution parameters in the region of very low probabilities. In particular, to assess the probability of failure-free operation of any system, the following laws can be considered: exponential, normal, lognormal, and Weibull (Fig. 1).

The choice of the distribution law for such systems, the failure of which leads to catastrophic consequences and the risk of not only the destruction of expensive machines, such as a marine engine, but also human losses, is based on the analysis of information about failures. In this case, the level of reliability must be very high, and the probability of failure is extremely low.

The discrepancy in the estimates of the probability of failure in the zone of the lowest values of mechanical properties, estimated using different distribution laws, can be significant. The probability density curves $\varphi(t)$ were plotted based on the results of tests for long-term strength at $T = 1000^\circ\text{C}$, $\sigma = 170\text{ MPa}$ of smooth specimens cast from ZhS6U alloy.

Obviously, experimental verification of the compliance of the distribution law in the region of ultra-low probabilities $P < 10^{-3}$ is impossible due to the high costs of testing.

Prediction of individual indicators of the strength reliability of engine parts is based not only on information on the spread of the main parameters that determine the resistance to fracture and deformation of the main parts (rotation speed, gas temperature, percentage of maximum mode usage, etc.), but also on the analysis of data on the progressive degradation of the material microstructure parts during operation, the degree of damage in hazardous areas and the speed of approaching the part to an inoperable state [3].

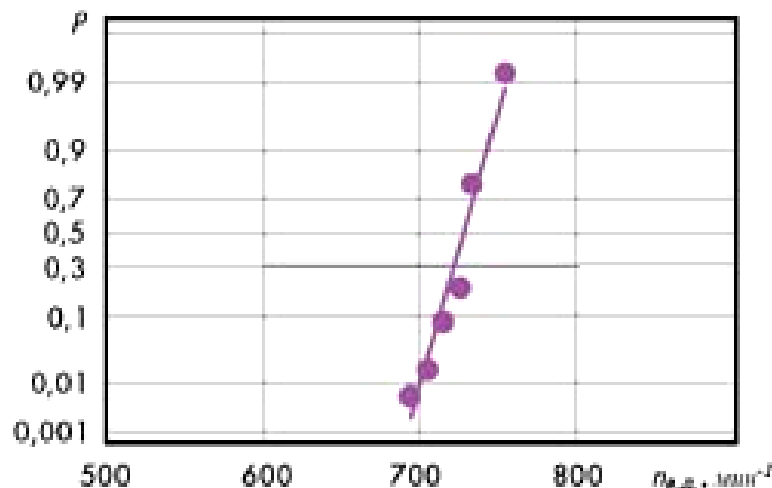


Fig.2. Dependence of the failure probability P on the rotation speed n v.d. turbine rotor

In the work of V.V. Bolotin [4] presents a generalized mathematical logical model of the quality of the system in a vector three-dimensional image, based on the dependence of loading indicators $q(t)$ in the space of loads Q on the corresponding changes in the elements of space, the state of the system U and the subsequent transition of the system from the state space U to the quality space V .

If the strength vectors r_i reflect the properties in the initial state, and the indicator $R(t/r)$ is equal to the conditional probability of no-failure operation at the op-

eration stage t , then the probability of no-failure operation for any system, taking into account the change in the state of the system $U(t/r)$ and its quality index $V(t/r)$ can be expressed using the appropriate functions. Then the probability of failure-free operation is equal to the integral of the conditional probability multiplied by the joint probability density for the strength vector components.

The development of forecasting methods is reduced to estimating the parameters of the state of the system in terms of its quality indicators, taking into account the result of diagnosing.

In the work of I.A. Birger, product reliability is also defined as the probability of failure-free operation $P(t)$ [5].

In this case, the probability $P(t) = 1 - r(t)$, where $r(t)$ is the total failure probability density.

The failure rate of the "shaft-plain bearing" couplings is expressed by the equation: $\lambda = \varphi(t)/(1-F(t))$, where $F(t)$ is the distribution function. When the probability of failure-free operation is very close to unity, $\lambda(t)$ is approximately equal to the probability density of time to failure.

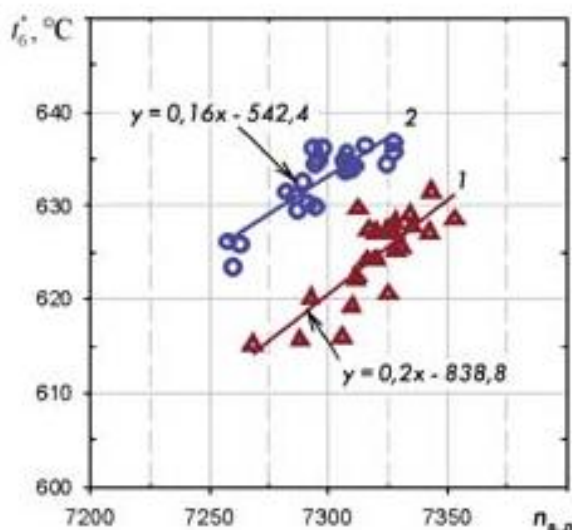


Fig.3. Graph of the distribution of the rotation speed $n_{n.d.}$ HP turbine rotor and gas temperature.

Statistical analysis of engine operating modes in terms of rotational speed and oil temperature was presented in [6]. To ensure the strength reliability of parts and the structure as a whole, it is necessary to take into account the individual level of parameters that characterize the quality of each engine and its operating conditions.

By the nature of the distribution curves of the rotation speed $n_{n.d.}$ of the HP turbine rotor and the gas temperature behind the turbine t_6 from the minimum to the maximum values at the truncation point, we can assume that $n_{n.d.}$ obeys the normal law, and the gas temperature distribution t_6 is the Weibull distribution. The maximum values of the indicated distribution parameters are limited by the limit norms specified in the specifications.

Between the values of the speed of rotation of the shaft $n_{n.d.}$ and oil temperature for t_6 in engines there is a correlation. According to the measurement data of

these quantities, graphs of the dependence of t_6 on $n_v.d.$ and the equations of the regression lines are determined.

As follows from the data, the operation of engine number 1 occurs at lower oil temperatures t_6 compared to similar data for engine 2.

Phenomenological dependences of the relationship between the stresses in the shaft in the dangerous zone of the profile part and the rotational speed $\sigma_\Sigma = f(n_2)$, as well as between the bushing temperature in the zone T_{max} and the oil temperature at the outlet ($T_{op} = f(t_6)$), given in [6], make it possible to evaluate the influence of the quality of the engine under operating conditions on its stress and thermal state, and, consequently, on the resource. In this case, each engine and elements of its design cannot be considered as representatives of a large group of elements of the same type. This group, according to [1], should be homogeneous from the point of view of the mathematical theory of reliability. The same should be the conditions of its operation in terms of mode and operating time.

Individual indicators of the rate of consumption of the resource of parts are: the percentage of engine operating time at maximum mode, rotation speed and oil temperature in the engine park, measured in the initial state and after operating time in operation.

The resource of shafts operating at higher voltages decreases faster. Accordingly, the resource of the "shaft-sliding bearing" interfaces differs, the oil temperature of which is relatively high and corresponds to the established limit value according to specifications.

It is obvious that the maximum operating modes of engines are provided for in strength calculations and life estimates of parts. Since there is a correlation between the increase in speed $n_v.d.$ and oil temperature t_6 , R_σ and R_T were calculated taking into account this relationship. At the same time, the values of R_σ and R_T differed from the previous estimates by no more than 1...1.5%.

To determine the residual life on the basis of creep by calculation or according to the data of studies of the structural state of the interface, it is necessary to select the interfaces, first of all, from the most loaded according to the measurements of the rotational speed $n_v.d.$ and temperatures t_6 of engines, as well as from engines with the greatest operating time at maximum mode.

BIBLIOGRAPHY

1. Barlow F., Proshan F. Mathematical Theory of Reliability. Per. from English. ed. B.V. Gnedenko. M.: Sov. Radio, 1969. 488 p.
2. GOST 27.002-89. "Reliability in engineering. Basic concepts, terms and definitions". M.: Ed. USSR State Committee for Product Quality Management and Standards, 1990.
3. Protasova N.A. Diagnostics of the state of the material of the turbine blades of the NK-86 engine using the methods of X-ray diffraction analysis. On Sat. "New technological processes and reliability of gas turbine engines", vol. 7 "Ensuring the strength reliability of high-temperature turbine rotor blades". M.: State

Scientific Center of the Russian Federation "CIAM named after P.I. Baranov". pp. 99-124.

4. Bolotin V.V. On the problem of forecasting an individual resource. On Sat. articles of the Academy of Sciences of the USSR "Actual problems of aviation science and technology". M.: "Engineering", 1984. S. 44-57.

5. Birger I.A. Strength and reliability of engineering structures. Selected works of IMASH im. A.A. Blagonravov RAS. M.: Ufa, UATU, 1998. S. 255-263.

6. Velikanova N.P., Zakiev F.K. Comparative analysis of the strength reliability of turbine blades for aircraft gas turbine engines of large size. Bulletin of engine building No. 3. M.: Zaporozhye, 2006. S. 80-83.

Підвищення ефективності експлуатації двохпаливних суднових двигунів

Ефективна експлуатація танкерів-газовозів безпосередньо пов'язана з ефективністю суднової енергетичної установки, що в свою чергу вимагає впровадження на суднах інноваційних рішень, та використання альтернативних видів палива [1].

До основних проблем, що виникають в двохпаливному двигуні, можна віднести: перегрів газоблоку через заклинювання клапана електронного упорскування газу; недосконале програмне забезпечення системи управління двигуном; відмови в допоміжних системах постачання газового палива; руйнування форсунок подавання газоподібного палива внаслідок перегріву [2].

Тому вдосконалення систем газопостачання головного двигуна, що працює з використанням газового палива є актуальним завданням.

Метою роботи є удосконалення гідродинамічного режиму роботи клапана нагнітання газу за допомогою використання розподільчих отворів спеціальної форми зі зменшеним гідравлічним опором та максимально можливим рівномірним розподілом швидкостей в перерізі.

Ідея роботи полягає у застосуванні в клапані нагнітання газу отворів у формі сопла, що дозволяє збільшити товщину стінок клапана та зменшити гідравлічний опір.

Для досягнення мети в роботі виконані наступні завдання:

- проаналізовано характерні режими роботи двигуна, що працює на двох видах палива;
- проведено аналіз системи газопостачання двигуна;
- проведено аналіз системи упорскування палива;
- проведено ліз досвіду експлуатації суден з двохпаливними двигунами;
- запропоновано технічне рішення для клапану нагнітання газу, яке може зменшити виходи з ладу системи газопостачання;

Науковою новизною роботи є винахід та обґрунтування рішення щодо підвищення надійності клапана нагнітання газу для двохпаливних двигунів.

На підставі проведеного аналізу особливостей конструкції та умов експлуатації двохпаливних двигунів можна зроблені наступні висновки:

- основна мета при експлуатації двохпаливних двигунів це забезпечення мінімальних експлуатаційних витрат, та мінімально можливої питомої витрати рідкого палива на всіх робочих навантаженнях двигуна, а також і при найбільш тривалих умовах експлуатації;
- двохпаливні двигуни працюють на трьох основних режимах роботи, прийому найбільш економічним та екологічним є перший режим який забезпечує роботу двигуна на газі з мінімальною кількістю нафтового палива (мазуту);

- при будь-якій відмові в роботі систем, що забезпечують газовий режим роботи двигуна система управління і безпеки ME-GI переключає двигун на роботу в третьому режимі (на рідкому паливі);

- основними способами подавання паливного газу на двох паливних двигунах є компресор високого тиску при використанні СПГ; вакуумний насос високого тиску при використанні СПГ; компресор високого тиску при використанні КПП (стиснений природний газ);

- для забезпечення економічної ефективності та безпеки доцільно забезпечувати надійну експлуатацію газового обладнання двигуна.

Аналіз досвіду експлуатації та обслуговування двохпаливних двигунів дозволив визначити наступне:

- для забезпечення найбільш ефективних режимів експлуатації двопаливного двигуна доцільно як можна ільше використовувати газове пальне (тобто робота двигуна повинна проходити на першому режимі);

- основний напрям вдосконалення експлуатації двигунів ME-GI полягає в забезпеченні зниження витрати дизельного пального (на першому та другому режимах роботи);

- основними несправності при експлуатації газового обладнання є заклинювання клапана електронного уприскування газу (ELGI), руйнування клапанів нагнітання газу (GIV) [3], фактичний стан наведено на рис 1, захопленням повітря клапана FBIV [4].



Рисунок 1 – Тріщини в оголовку клапана GIV [3]

На підставі досвіду обслуговування двопаливних двигунів проаналізовані недоліки які виявляються процеси їх роботи та вироблене технічне рішення (на підставі [5]), що дозволяє усунути руйнування форсунок подавання газоподібного палива внаслідок перегріву.

Для поліпшення роботи клапанів нагнітання газу обґрунтована конструктивна зміна газорозподільного отвору, що передбачає збільшення товщини

стінки та зміну форми отвору, тобто виконання отвору у формі сопла (рис. 2) зі ступенем звуження $n = 0,5$.

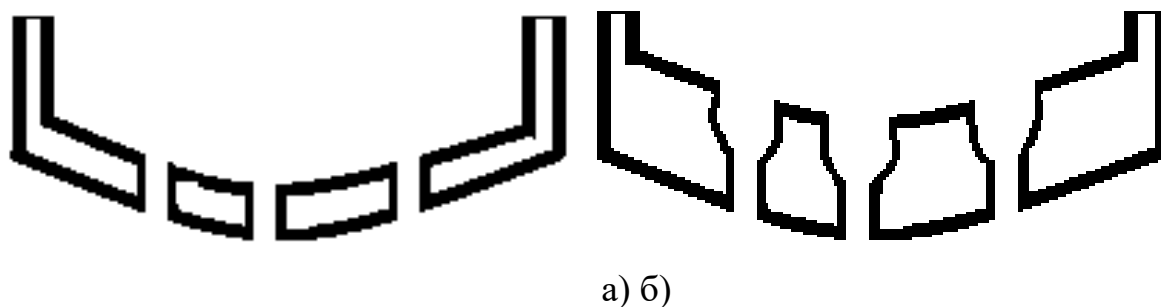


Рисунок 2 – Схема отворів у головці газорозподільного клапану GIV:
а – стандартний отвір; б – модернізований отвір (при збільшеній товщині та отвори у вигляді сопла).

Дослідження течій з візуалізацією результатів розрахунків в запропонованій конструкції оголовку клапану нагнітання газу можливо за допомогою виконання в подальшому комп'ютерного моделювання потоків – CFD моделювання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. WÄRTSILÄ ENCYCLOPEDIA OF SHIP TECHNOLOGY/ Jan Babicz. – Helsinki, 2015. – 663 p.
2. MAN Energy Solutions .Service experience – two-stroke technologies. – Копенгаген: MAN Diesel & Turbo, 2020. – 52 с. Режим доступу: www.man-es.com.
3. MAN Energy Solutions. Power into the future. – Копенгаген: MAN Diesel & Turbo, 2020. – 16 с. Режим доступу: www.man-es.com.
4. MAN Energy Solutions. MAN B&W ME-LGIP dual-fuel engines. – Копенгаген: MAN Diesel & Turbo, 2020. – 29 с. Режим доступу: www.man-es.com.
5. Основи термодинаміки, теплопередачі, гідромеханіки: навчальний посібник / О.В. Кіріс, Б.А. Гарагуля, В.В. Афтанюк. – Одеса: НУ «ОМА», 2020. – 148 с.

**Підвищення ефективності експлуатації суднової установки
знешкодження газів**

Перевезення морським транспортом різноманітних вантажів та пасажирів займає значну частину у світовому торгівельному балансі. Морський транспорт постійно розвивається для забезпечення швидкої доставки з урахуванням вимог щодо економічності та екологічності. Вимоги екологічності та економічності стосуються як окремих елементів суднових систем так і всього судна у цілому. На підставі цього можна вважати, що розробка більш досконалих суднових систем знешкодження газів є актуальним завданням [1].

Метою роботи є удосконалення роботи суднової системи знешкодження газів, шляхом розробки інноваційних рішень щодо конструкції газо-пиловловлювача о забезпечує очищення газу від декількох джерел.

Ідея роботи полягає у впровадженні інноваційних рішень в конструкцію газо-пиловловлювача суднової системи знешкодження газів шляхом узагальнення та аналізу комп'ютерних моделей гідравлічного режиму роботи.

Поставлена мета визначила основні завдання магістерської роботи:

- проаналізувати існуючі суднової системи знешкодження газів;
- визначити основний апарат що забезпечує очищення газів;
- проаналізувати конструкцію газо-пиловловлювачів що входять до складу суднової системи знешкодження газів;
- провести вибір моделей гідравлічного режиму роботи газо-пиловловлювачів;
- на підставі аналізу моделей узагальнити можливі технічні рішення щодо підвищення ефективності експлуатації та ресурсу суднової установки знешкодження газів;

Для виконання магістерської роботи розроблена технологічна карта наукового дослідження.

Аналіз існуючих установок знешкодження газів показав, що у морській галузі використовується декілька типів схемних рішень. Основними забудюючими речовинами є хімічні сполуки, що утворюються при горінні (оксиди азоту, сірки та ін.) та тверді частинки (сажа) [2].

Основним елементом в установці є газо-пиловловлювач. Конструктивно газо-пиловловлювач може виконуватися одноступеневим або багатоступеневим.

Аналіз досвіду експлуатації таких апаратів показує, що більш доцільним є використання багатоступеневих газо-пиловловлювачів (рис. 1).

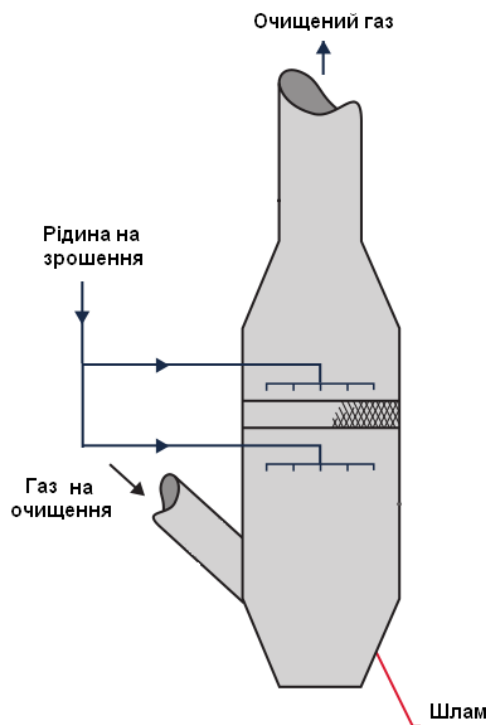


Рисунок 1 – Сучасний багаторівневий комбінований газо-пило-вловлювач [2]

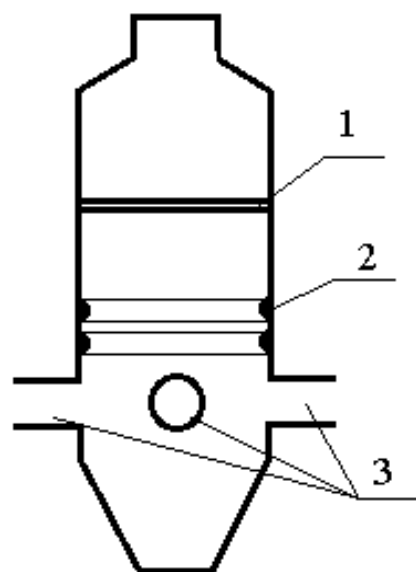


Рисунок 2 – Модернізований газо-пило-вловлювач з трьома входами: 1 – вихрова тарілка; 2 – двошаровий місцевий опір; 3 – входи розташовані під кутом 120°

Для забезпечення високого ступеню очистки в газо-пило-вловлювачі доцільно підтримувати сталий гідродинамічний рух газу апараті, для чого необхідно мати модель руху газу в апараті.

В результаті аналізу трьох комп'ютерних CFD-моделей визначені раціональні технічні рішення, які будуть враховані при розробці модернізованої конструкції газо-пило-вловлювача для суднових систем знешкодження газів з метою підвищення ефективності експлуатації її та ресурсу роботи.

До цих технічних рішень віднесені:

- встановлення пінної тарілки з завіхрувачами [3];
- підтримка швидкості в завіхрувачі на рівні 10 м/с [3].
- обладнання газо-пило-вловлювача додатковим двошаровим місцевим опором [4];
- розташування вхідних патрубків під кутом 120° [5];

Як можна побачити (рис. 2) в конструкцію газо-пило-вловлювача з трьома входами були запропоновані наступні комплексні інноваційні рішення:

- встановлення додаткової ступені очистки - вихрової тарілки виконаної за рис. 3.
- для вирівнювання гідралічного опору встановлений двошаровий місцевий опір за рис. 4.

- для збалансування потоку газу при частковому навантаженні системи очистки (робота одного або двох вхідних патрубків) розташування патрубків виконано під кутом 120° за рис. 2.4.

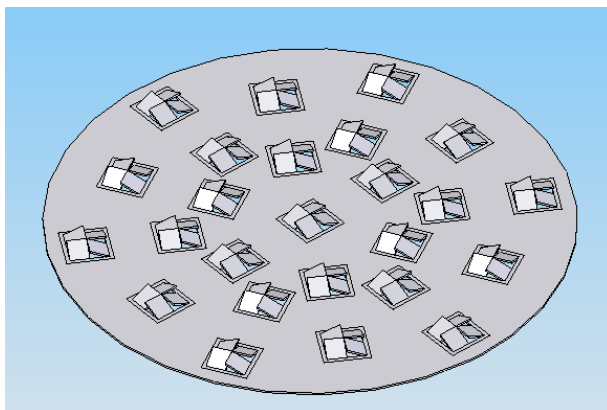


Рисунок 3 – Пінна тарілка для газо-пило-вловлювача

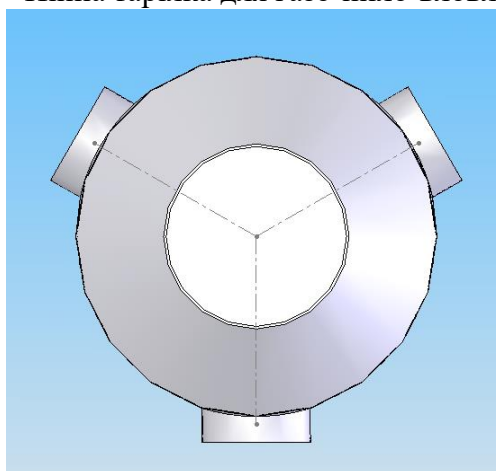


Рисунок 4 – Газо-пило-вловлювач з трьома входами (варіант 2) [3]

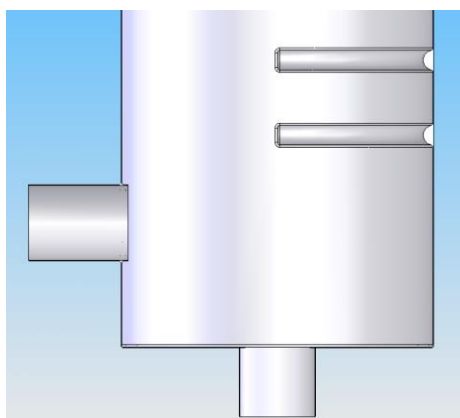


Рисунок 5 – Модель скрубера з двохшаровим внутрішнім «місцевим» опором

На підставі аналізу комп'ютерних моделей щодо поліпшення умов експлуатації та підвищення ефективності газо-пило-вловлювача з трьома входами обґрунтовані конкретні технічні рішення, що дозволяють досягти поставленої мети роботи.

Втілення запропонованих технічних рішень дозволить забезпечити надійну та довготривалу експлуатацію суднової системи очистки газів як при максимальній потужності установки так і при часткових навантаженнях.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. HERE. Международный журнал компании «Альфа Лаваль». № 30. 2012. С. 10-13.
2. Emission Project Guide MAN B&W Two-stroke Marine Engines. 8 th Edition, 2017. , branch of MAN Diesel & Turbo SE. - 108 p.
3. Афтаниук В.В., Спінов В.М., Даниленко Д.В. Інтенсифікація скрубберної технології очищення викидних газів суднових енергоустановок. – Одеса: Типографія НУ «ОМА», 2019. – 136 с.
4. Aftaniuk V.V., D. Danleyenko, A. Shalyov, V. Spinov Simulation of gas velocity distribution in a scrubber for ship exhaust gas cleaning systems. Transport means 2019. Proceedings of 23rd International Scientific Conference. Transport Means 2019. P. 675 – 679. PART II. October 02-04. 2019, Palanga, Lithuania.
5. Афтаниук В.В., Коровайченко Е.М. Розробка моделі multi-скрубера для очистки викидних газів суднових двигунів. МАТЕРІАЛИ Міжнародної науково-технічної конференції на тему "МОРСЬКИЙ ТА РІЧКОВИЙ ФЛОТ: ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ " 25.03. 2021–26.03.2021.

Удосконалення конструкції лопатей турбокомпресора суднового дизеля

Для ефективної експлуатації суднових дизелів необхідно забезпечувати достатню потужність кожного двигуна, що входять до складу суднової енергетичної установки (СЕУ) [1]. Вирішення цього завдання забезпечується за рахунок використання примусової подачі повітря у двигун. Примусова подача повітря в двигун збільшує в кілька разів потужність двигуна без зміни його розмірів циліндрово-поршневої групи.

Сучасні суднові двигуни обладнують декількома типами систем примусової подачі повітря [2]. Однак ці системи також не позбавлені недоліків, одним з основних є складність підтримки постійного тиску примусової подачі повітря при зміні обертів двигуна. Це також може призводити до несталої роботи турбокомпресору тобто виникнення явища помпажу [3].

Аналіз досвіду експлуатації турбокомпресорів [4] для суднових двигунів дозволив сформулювати основну мету та ідею роботи, саме:

- мета роботи - розробка конструкції лопатей турбокомпресору суднового двигуна для розширення його сталої зони роботи;
- ідея роботи - вдосконалення лопатей суднового турбокомпресора на підставі аналізу комп'ютерних моделей гідравлічного режиму їх роботи.

Визначені мета та ідея роботи дозволили формулювати задачі які необхідно виконати:

- аналіз термодинамічних циклів суднових двигунів;
- аналіз облаштування систем подавання робочого тіла у суднових двигунах;
- вибір комп'ютерних моделей лопатей турбокомпресора [5];
- аналіз моделей гідравлічного режиму роботи лопатей турбокомпресора;
- вибір раціональну конструкцію лопатей турбокомпресора;

При вирішенні задач роботи отримані результати в яких відображена наукова новизна роботи:

- проаналізовані та узагальнені комп'ютерні моделі гідравлічного режиму роботи лопатей турбокомпресору суднового дизеля;
- визначені раціональні конструкції (форма) лопатей для газової турбіни та турбокомпресору суднового дизеля.

На першому етапі роботи на підставі аналізу термодинамічних циклів суднових двигунів отримані наступні висновки щодо застосування примусової подачі робочого тіла у ДВЗ:

- примусова подача робочого тіла у ДВЗ дозволяє максимально використовувати теплову та кінетичну енергію палива що міститься в робочому тілі при викиданні його в навколишнє середовище (зменшуються втрати з відпрацьованими газами, які є найбільшими з теплових втрат ДВЗ);

- примусова подача робочого тіла у ДВЗ забезпечує стиснення повітря що подається у двигун без додаткових витрат енергії, це дозволяє підвищити середній ефективний тиск та відповідно, потужність ДВЗ;

- використання примусової подачі робочого тіла у ДВЗ дозволяє підвищити термічний ККД суднових ДВЗ.

На другому етапі роботи детально розглянуто та проаналізовано конструктивне облаштування систем подавання робочого тіла у суднових двигунах, що дозволило визначити наступне:

- для підвищення потужності ДВЗ доцільно використовувати примусову подачу робочого тіла в циліндр;

- примусова подачі робочого тіла в циліндр може здійснюватися імпульсним або газотурбінним методами;

- для двотактних ДВЗ більш доцільно використовувати газотурбінний метод;

- при роботі ГТК можливе виникнення зон несталої роботи;

- для припинення несталої роботи ГТК необхідно проводити спеціальні заходи або облаштування ДВЗ;

- розширення зон сталої роботи ГТК є актуальним завданням.

Третій етап роботи присвячений вирішенню питання підвищення ефективності роботи турбокомпресора суднового двигуна шляхом вибору та аналізу комп'ютерних моделей лопатей газової турбіни та дифузору, та отримані наступні результати:

- комп'ютерне моделювання (рис. 1) газових потоків на лопатях робочого колеса турбокомпресора показало наявність зони нестабільної роботи дифузора при зміні кута атаки до $i = +5^\circ$ (що може спричинити перенапруги);

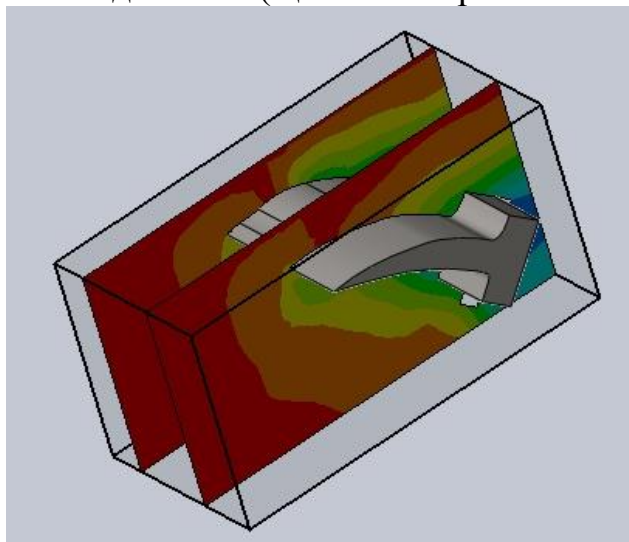


Рисунок 1 – Здвоєна модель течії для лопатей робочого колеса ГТК

- аналіз течії для «випуклої» лопаті робочого колеса ГТК при $i = +5^\circ$ довів, зменшення (приблизно в 3 рази) зони несталої роботи де можливий значний відрив потоку від лопаті та турбулізація течії, тобто підвищується зони сталої роботи ГТК.

- візуалізація газових потоків на лопатях дифузора турбокомпресора (рис. 2) показує значно меншу зону нестійкої роботи при зміні кута атаки $i = +5^\circ$

для «двоопуклої» лопаті дифузору (рис. 3). Робота «двоопуклої» лопаті в цьому режимі може не вимагати заходів проти перенапруги.

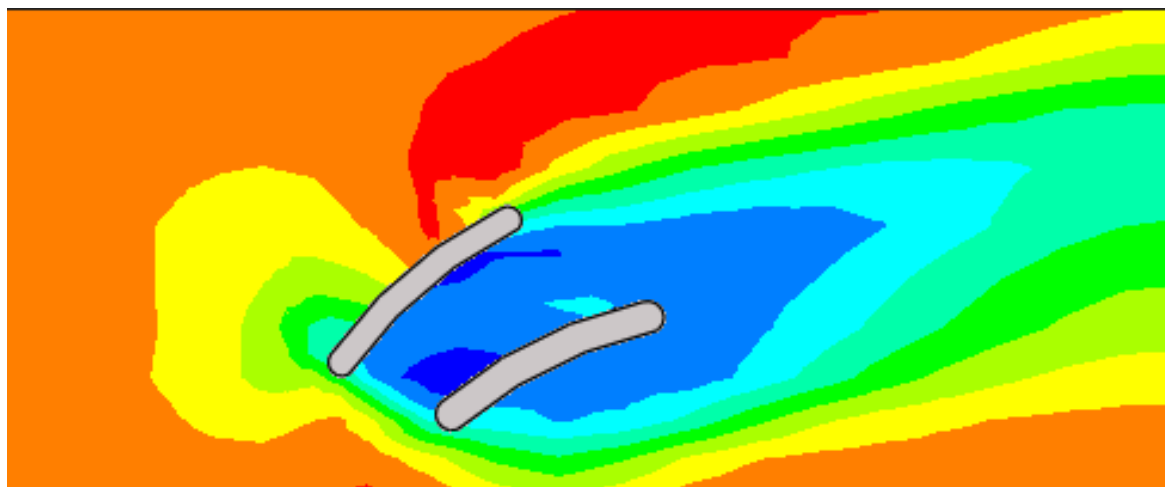


Рисунок 2 - Модель потоку для стандартних лопатей дифузора ГТК при $i = +5^\circ$

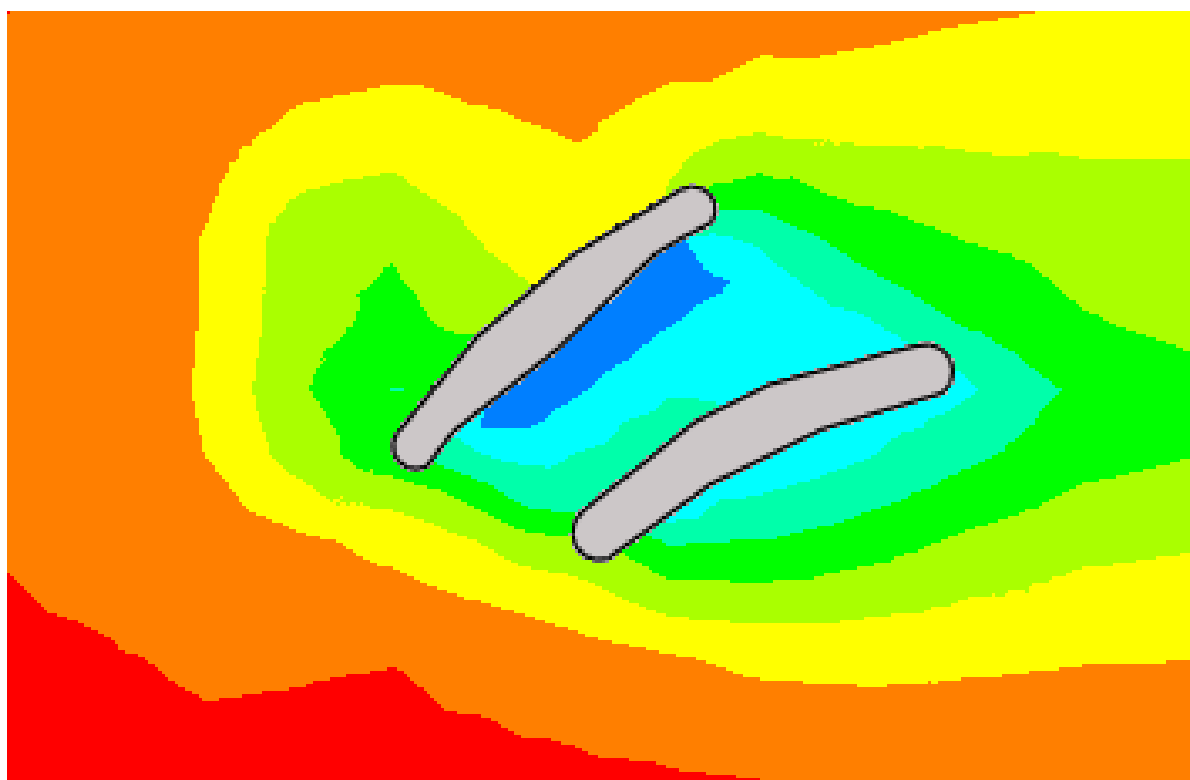


Рисунок 3 - Модель потоку для «двоопуклої» лопаті дифузора ГТК при $i = +5^\circ$

- при зміні кута атаки на $i = +10^\circ$ необхідно проводити протипомпажні заходи як для стандартних, так і для «опуклих» лопаток.

Результати дослідження дозволили більш детально розглянути моделі випуклої лопатки робочого колеса та «двоопуклої» лопатки дифузора (з різним ступенем «опуклості»), та обрати найбільш раціональну конструкцію.

Вироблені технічні рішення, щодо зміни форми профілю лопатей робочого колеса та дифузору турбокомпресорів дозволяють збільшити зону ста-лої роботи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Engine Selection Guide Two-stroke MC/MC-C Engines. Edition, 2000, branch of MAN Diesel & Turbo SE - 235 p. [http:// www.mandieselturbo.com](http://www.mandieselturbo.com).
2. WÄRTSILÄ ENCYCLOPEDIA OF SHIP TECHNOLOGY/ Jan Babicz. – Helsinki, 2015. – 663 p.
3. MAN Energy Solutions .Service experience – two-stroke technologies. – Копенгаген: MAN Diesel & Turbo, 2020. – 52 с. Режим доступу: www.man-es.com.
4. Возницкий И.В. Современные малооборотные двухтактные двигатели 2-е изд. — М.: Моркнига, 2007. — 121 с.
5. Kiris O.; Garagula B.; Aftaniuk V. Research of the flow around the steam turbines blades of biconvex profile, 24th International Scientific Conference on Transport Means 2020, Kaunas, 311 – 315. ISSN 1822-296X.

Забезпечення екологічних показників суднових енергетичних установок шляхом очищення вод, що містять нафту

Постановка проблеми в загальному вигляді. Розвиток танкерного флоту в другій половині 20-го століття і зростання кількості скиданих у морі обсягів нафти призвели до необхідності вироблення міжнародним співтовариством єдиної екологічної політики і спонукало багато країн приступити до розробки та реалізації заходів щодо попередження забруднення водних басейнів. Це було однієї з причин розробки та прийняття міжнародної конвенції МАРПОЛ, яка обмежує негативний вплив з боку суден морського та внутрішнього водного транспорту на довкілля.

Відповідно до вимог МАРПОЛ, 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 нафтовмісної суміші, коли вміст нафти в стоку перевищує 15 млн^{-1} . Води, що містять нафту, і нафтозалишки повинні зберігатися на борту і зливатися в приймальні пристрої або скидатися за межами особливого району з дотриманням чинних правил для відкритого моря. Скидання дозволяється за умови: джерелом лляльних вод не є лляла відділення вантажних насосів; лляльні 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 (танкера) або його кільватерного струменя на поверхні води виявляються видимі сліди нафти, невідкладно розслідуються факти, що належать до цього випадку, для встановлення дійсного порушення нормативних вимог щодо скидання нафти [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Частинки нафтопродуктів у лляльних водах, зазвичай, перебувають у зваженому стані. Нафтоводяна емульсія містить нафтові краплі діаметром трохи більше 250 мкм. Краплі, починаючи з діаметра понад 200 мкм, швидко випливають, утворюючи на поверхні води нафтову плівку. В емульсії зберігаються у стійкому стані близько 50 % крапель нафти діаметром до 10 мкм, 25 % крапель діаметром від 10 до 30 мкм, решта – це краплі від 30 до 200...250 мкм. Залежно від розміру частинок утворюється ті чи інші стани нафтоводяної суміші, які можна розділити на наступні групи:

група 1 – частинки більше 100 мкм – суміш являє собою емульсію з грубодисперсними частинками;

група 2 – частинки від 0,1 до 100 мкм (середньо-і тонкодисперсні) – суміш є емульсією, в якій частинки нафтопродуктів знаходяться в рідині у важено розділеному стані, а також у вигляді зважених кульових частинок (емульгована нафта);

група 3 – частинки від 0,001 до 0,1 мкм – «колоїдна» сполука, при якій частинки нафтопродуктів здійснюють безперервний рух і рівномірно заповнюють весь обсяг;

група 4 – частинки менше 0,001 мкм – нафтопродукти перебувають у «розчиненому» стані та складають із нею однофазну систему [2].

Видалення з води грубодисперсних частинок нафтопродуктів (група 1) не становить труднощів. Найбільш простим способом є гравітаційне відстоювання, що ґрунтується на принципі: менша густина нафти в порівнянні з водою призводить до того, що нафта поступово спливає і утворює шар на поверхні води, який періодично видаляється.

Нафтопродукти можуть бути в льяльній воді в емульгованому стані (входять до групи 2). Концентрація емульгової нафти коливається у досить широкому інтервалі, і здебільшого становить від 20 до 50 млн⁻¹, інколи ж може досягати значень 100 млн⁻¹ і більше. Розміри частинок нафти при цьому у середньому становлять від 1,5 до 30 мкм (при використанні важкого палива – до 100 мкм). Такий невеликий розмір частинок і пояснює стійкість їх у нафтовмісній суміші.

При великих розмірах частинок (50...100 мкм) гравітаційні сили домінують над силами, що утримують частинки у зваженому стані, і останні швидко спливають поверхню води. Зі зменшенням розміру частинок роль гравітаційних сил швидко знижується, і основну роль починають відігравати сили, що утримують частки емульгованого стану. До цих сил відносяться: броунівський рух, пов'язаний з тепловим рухом частинок, та сили електростатичного відштовхування, що викликаються наявністю у частинок нафти негативних електричних зарядів. Такі частинки набагато складніше видаляти з льяльної води, тому по можливості під час очищення нафтовмісних вод слід виключати фактори, що сприяють утворенню емульсій нафтоводних. З цією метою рекомендується спосіб вакуумного прийому води в очисне обладнання (тобто насос, встановлений на виході сепаратора, протягує суміш через сепаратор). Якщо це неможливо, слід застосовувати тихохідні насоси об'ємного типу, такі як гвинтові або поршневі.

Особливо стійкі емульсії утворюються за наявності в льяльних водах емульгаторів, а саме поверхнево-активних речовин, що призводять до погіршення якості очищення води. Концентрація «колоїдних» частинок нафти (група 3) у льяльній воді не перевищує 20...30 млн⁻¹, при цьому розміри цих частинок зберігаються в нафтовмісній емульсії у стійкому стані і важко піддаються її поділу.

Для забезпечення високої якості очищення льяльної води від колоїдної нафти необхідно провести підбір найбільш оптимальних методів очищення. Розчинність нафти у воді (група 4) залежить, в основному, від виду нафто-

продукту та від його густини. Чим менша густина нафтопродукту, тим він краще розчиняється у воді. Вилучення «розчинних» нафтопродуктів складний і трудомісткий процес, який можна здійснити виключно за допомогою застосування спеціальних методів очищення [3].

Постановка завдання. Таким чином, 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} при одночасної мінімальної витраті енергії на цю операцію.

Виклад основного матеріалу дослідження. З метою розв'язання зазначених завдань була розроблена установка, принципова схема якої показана на рис. 1. Принцип її роботи заснований на автоматичному контролі і регулювання основних гідродинамічних характеристик потоку суднових вод, що містять нафту, які циркулюють по замкнутому контуру [4].

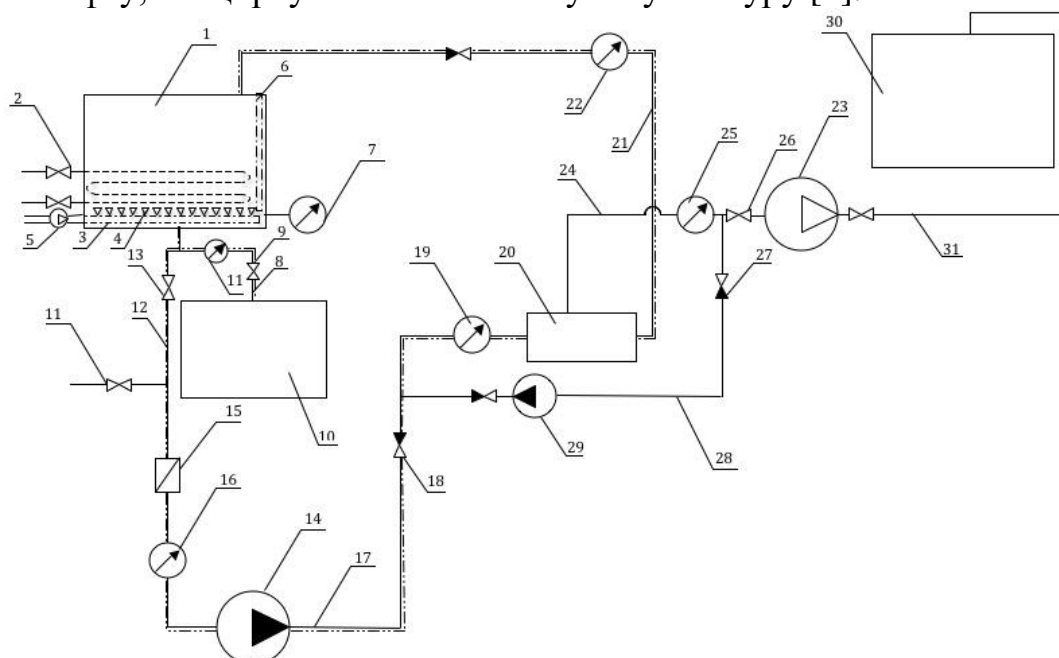


Рис. 1. Принципова схема суднової установки з очищення забруднених нафтою вод:

- 1 – сервісний танк; 2 – змієвиковий підігрівач; 3 – повітряний трубопровід; 4, 9, 13, 18, 26, 27 – автоматичний клапан; 5, 23 – компресор; 6 – поплавковий рівнемір; 7 – термометр; 8, 17, 21, 24, 28, 31 – трубопровід; 10 – збірний танк; 11 – вимірювач концентрації нафти; 12 – лінія основного контуру обробки суднових вод, що містять нафту; 14 – відцентровий насос; 15 – система фільтрації сітка; 16 – вакуумметр; 19 – манометр; 20 – кавітатор; 22, 25 – датчик концентрації; 29 – шестерінчастий насос; 30 – конденсаційний танк

Установка працює в такий спосіб: в сервісний танк 1 суднові воді, що містять нафту надходять з різних технологічних ділянок судна. До основного переліку таких ділянок відносяться: носові, кормові та центральні колодязі, різні танки для збору залишків палива і масла, а також танки збору промивної води (у разі її використання на судах, що перевозять нафтопродукти).

Сервісний танк 1 укомплектований змієвиковим підігрівачем 2. З метою інтенсифікації процесу попереднього розподілу в танку 1 використовується повітряна завісь, що створюється бульбашками, які рухається з прокладеного по дну танка 1 повітряного трубопроводу 3. Для автоматичної підтримки ви-

трати повітря на постійному рівні на трубопроводі 3 встановлена серія автоматичних клапанів 4. Стисле повітря подається в повітряний трубопровід 3 за допомогою компресора 5. Для контролю за рівнем наповнення і температурою суднових вод, що містять нафту у танку 1 використовуються поплавковий рівнемір 6 і термометр 7.

Для відбору води після попереднього процесу флотації приєднується трубопровід 8. На ньому встановлюється автоматично керований клапан 9. Для управління клапаном 9 на відповідній трубопроводі 8 встановлений вимірник концентрації нафти 11. При перевищенні встановленого граничного значення концентрації нафтопродуктів цей датчик подає сигнал на закриття клапана 9 і на відкриття встановленого, на лінії основного контуру обробки суднових вод, що містять нафту 12 автоматичного клапана 13.

З танка 1 суднові води, що містять нафту відбираються за допомогою відцентрового насоса 14. На вході в насос встановлена фільтраційна сітка 15 і вакуумметр 16. На трубопроводі 17, тобто на лінії нагнітання за насосом 14, для управління витратними характеристиками оброблюваного потоку суднових вод, що містять нафту встановлено автоматично керований вентиль 18. Також, за насосом встановлений манометр 19, який в автоматичному режимі надає дані про величину тиску в робочому контурі сепараційної установки. На основному робочому трубопроводі 12 за допомогою фланцевого з'єднання встановлений основний технологічний елемент судновий сепараційної установки – кавітатор 20. На виході з кавітатора 20 відокремлені продукти, що містять нафту потрапляють в трубопровід 21. На ньому встановлений блок вимірювання концентрації водної компоненти в продуктах, що містять нафту 22.

В результаті процесу холодного кипіння, що викликається кавітацією всередині кавітатора, виходить холодний водяний пар. З кавітатора 20 він відбирається за допомогою компресора 23 по трубопроводу 24 де встановлений датчик вимірювання концентрації нафтопродуктів у водяній парі 25. Також, на лінії всмоктування, встановлений автоматично регульований клапан 26 [5].

Ефективність видалення нафтових фракцій з нафтовмісних вод залежить від температури, за якою виконується процес очищення та від потужності кавітатору, який це забезпечує. Результати з визначення цього впливу, які були отримані під час експерименту, наведені на рис. 2.

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 кавітаційних установок, що забезпечують поділення нафтовмісних вод на окремі фракції та подальше видалення з загального потоку нафти та нафтопродуктів.

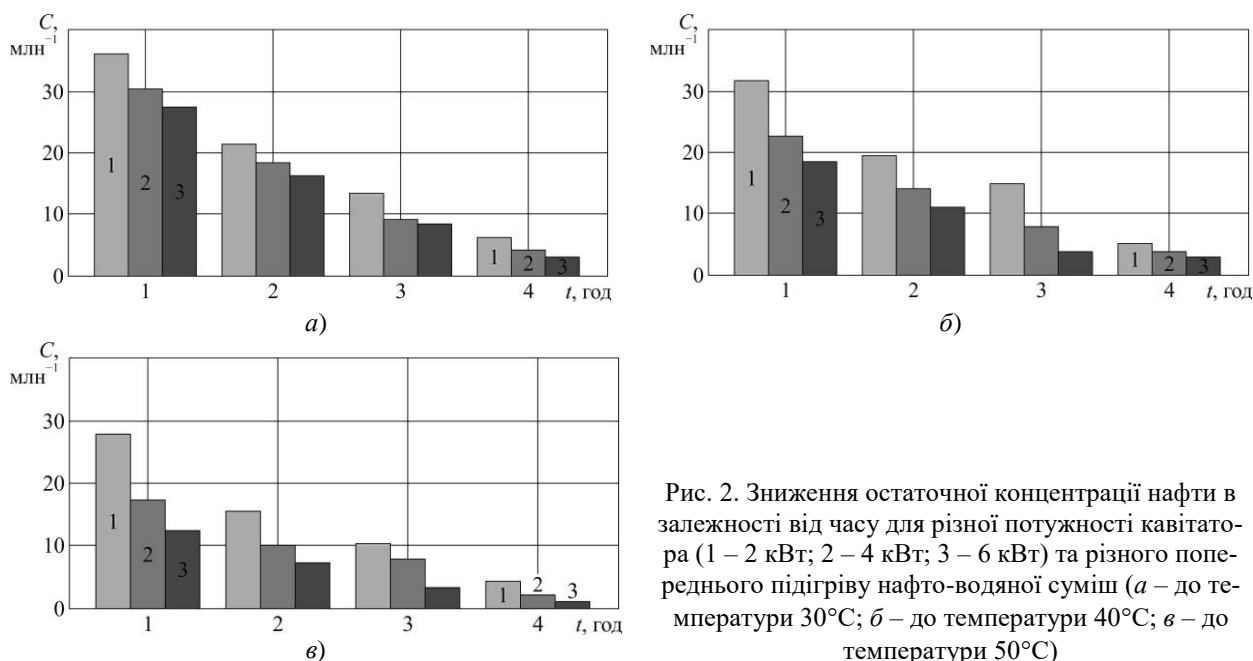


Рис. 2. Зниження остаточної концентрації нафти в залежності від часу для різної потужності кавітатора (1 – 2 кВт; 2 – 4 кВт; 3 – 6 кВт) та різного попереднього підігріву нафто-водяної суміш (а – до температури 30°C; б – до температури 40°C; в – до температури 50°C)

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Малахов А.В., Ткаченко И. . Гидродинамика разделения многофазных смесей на основе воды // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 4 (51). – С. 34 - 38.
2. Ткаченко И.В. Метод отделения водной компоненты от нефтесодержащих примесей в судовых льяльных водах, основанный на гидродинамическом процессе суперкавитации // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2010. – №3. – С. 59 - 70.
3. Ткаченко І.В. Використання в судових енергетичних установках технології гідродинамічної суперкавітації для розділення і очищення вод, що містять нафту // Вісник Одеського національного морського університету : 3б. Наук. праць, 2020. – № 2(62). – С. 130 - 141. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-130-141.
4. Ткаченко И.В. Использование кавитационного эффекта для повышения степени сепарации нефтесодержащих вод морских судов // American Scientific Journal. – 2017. – № 15. – Iss. 2. – Р. 62 - 66.
5. Ткаченко И.В. Очистка нефтесодержащих вод морских судов методом гидродинамической суперкавитации потока // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 59 - 62.

Забезпечення процесу мащення циліндрової групи судових 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 судової 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, однією 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 (Мк-2 і Мк-3) модифікацій дизелів фірми MAN-B&W становило 500/1100, 620/1400, 740/1600. Ця ж величина для сучасних моделей фірми MAN Diesel & Turbo (Мк-8 і Мк-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 судових 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 суднові 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 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 м², а хід поршня до 4,5 м. Ці властивості повинні забезпечувати рівномірність розподілу мастила по втулці циліндра. У долгоходових 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

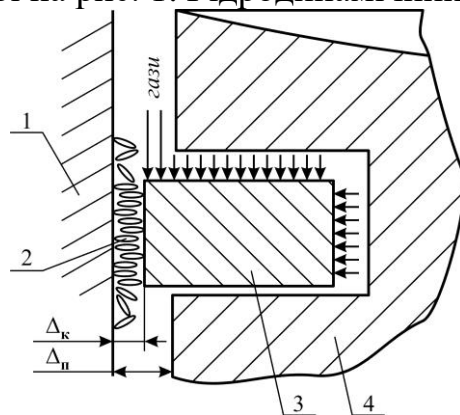


Рис. 1. Модель системи циліндрова втулка – мастильний матеріал – поршневе кільце:

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

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

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_p та кільце – втулка Δ_k мають різне значення та

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 циліндрового мащення дизеля наведена на рис. 2.

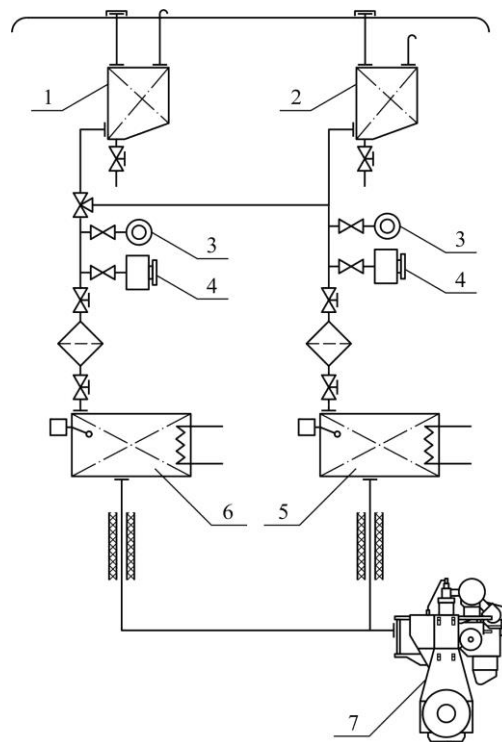


Рис. 2. Схема мащення суднового МОД:
1, 2 – танк лубрикаторного мастила;
3 – витратомір; 4 – контролер;
5, 6 – витратна цистерна; 7 – дизель

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.

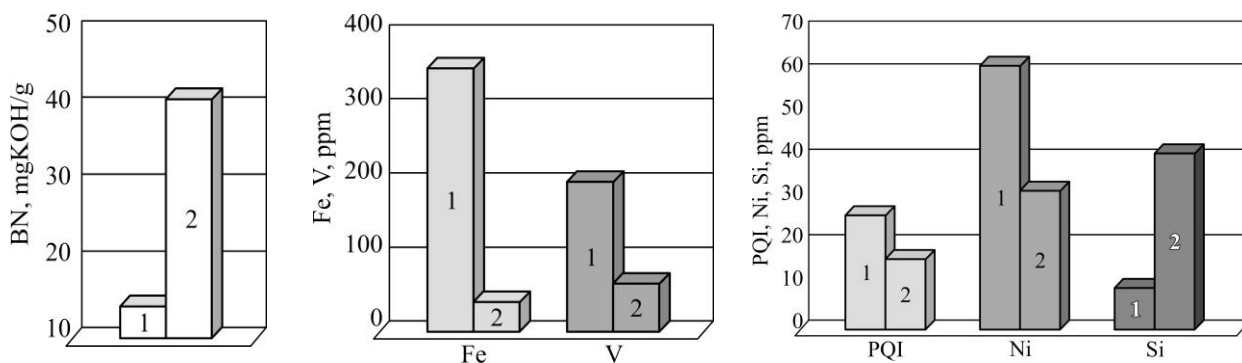


Рис. 3. Значення BN (base number), Fe (Iron), V (Vanadium), PQI (Particle Quantity Index), Ni (Nickel), Si (Silicon) в пробах відпрацьованого мастила судового дизеля 6S60ME-C9:

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 кратне зниження домішок нікелю в порівнянні з моторним мастилом Texaco Special HT 40 (з товщиною граничного шару 13,6 мкм).

Таким чином, гідродинамічний режим змащування в трибологічних системах судових 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.; Kuřcera, 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.

Чолаков І.С., Парменова Д.Г.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення вимог Annex VI MARPOL щодо попередження забруднення довкілля оксидами азоту під час експлуатації дизелів морських суден

Постановка проблеми в загальному вигляді. Дизель, виробляючи механічну енергію за рахунок окислення палива повітрям, в процесі роботи здійснює безперервний тепло-масообмін з навколишньою атмосферою. Він забирає повітря і споживає паливо, потім викидає відпрацьовані гази, що складаються з частини повітря і продуктів окислення палива. Таким чином, повітря, що надходить в циліндр дизеля, робить певний термодинамічний цикл, зазнаючи при цьому хімічні зміни, в результаті чого перетворюється в відпрацьовані гази - складну газову суміш з безліччю компонентів. Чотири компоненти N_2 , O_2 , CO_2 і H_2O складають понад 99...99,9 % обсягу газу, решта 0,1...1,0 % обсягу відпрацьованих газів складають домішки, які не представляють інтересу з технічної точки зору, але є шкідливими для навколишнього середовища, живої природи і людини [1].

Під час випуску в атмосферу випускні гази зазвичай розсіюються і вступають в контакт з людиною вже в сильно розбавленому стані. Концентрація ряду шкідливих компонентів і температура газів в основному знижуються до безпечного рівня, але бувають зони, де ця речовина концентрується в кількостях, що надають шкідливу дію на живий організм і природу. Ця обставина змушує шукати шляхи зниження шкідливих речовин. До найбільш небезпечних речовин можна віднести CO , NO_x , SO_2 , альдегіди, вуглеводні [2].

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 , SO_2 , альдегідів і вуглеводнів.

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 при одночасному мінімальному збільшенні питомої витрати палива.

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 рециркуляція 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 застосовується для круїзних суден великої пасажиромісткості, які часто виконують заходи в прибережні води і райони екологічного контролю) [5].

Експериментальні дослідження щодо впливу системи рециркуляції випускних газів на екологічні, енергетичні та економічні показники роботи двигуна внутрішнього згоряння виконувалися на судовому мало-обертовому дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi. Принципова схема дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi з системою рециркуляції випускних газів (Exhaust Gas Recirculation – EGR) показана на рис. 1.

Випускні гази з циліндра дизеля 3 надходять в випускний колектор 4 і далі до газотурбонагнеча 7, після чого через газовипускную трубу видаляються в атмосферу. Газотурбонагнетач 7 забирає повітря з машинного відділення і після стиснення направляє його через охолоджувач 1 і ресивер 2 до продувальним вікнам дизеля [6].

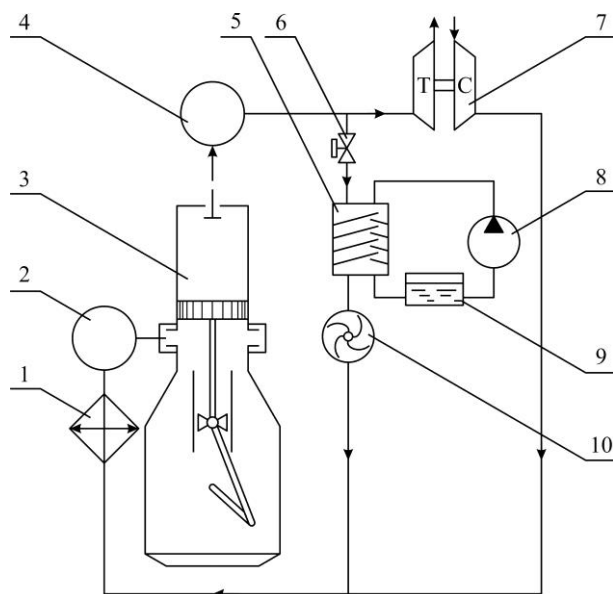


Рис. 1. Принципова схема системи рециркуляції випускних газів для судового мало-обертового дизеля:

- 1 – охолоджувач повітря;
 2 – повітряний ресивер; 3 – циліндр дизеля; 4 – випускний колектор;
 5 – скрубер; 6 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів; 7 – газотурбонагнетач; 8 – водяний насос; 9 – водяна цистерна; 10 – газовий нагнітач з електричним приводом

Система рециркуляції випускних газів складається з керуючого клапана 6, скрубера очищення газів 5, нагнітача 10, водяний цистерни 9 і водяного насоса 8. У разі використання системи рециркуляції випускних газів їх кіль-

кість регулюється клапаном 6. Випускні гази очищаються і попередньо охолоджуються в скрубєрі 5, після чого додатковим нагнітачем подаються на змішання з повітрям (що надходять з газотурбонагнетача 7) і надходять до охолоджувача 1 і ресивера 2 і далі через продувні вікна в циліндр дизеля 3. Газовий нагнітач 10 уявляє з себе вентилятор з постійною геометрією прохідного перетину. Даний тип нагнітачів найбільш поширений в системах EGR морських суден, при цьому ведуться експериментальні дослідження систем EGR с турбонагнітачами змінної геометрії.

Метою дослідження було визначення зміни концентрації NO_x в випускних газах, удельного ефективного расхода топлива Specific Fuel Oil Consumption (SFOC) b_e і ефективної потужності дизеля N_e для різного ступеня рециркуляції випускних газів.

Експерименти виконувалися для наступних швидкісних режимів роботи дизеля: 55, 65, 75 і 80 об/хв, що відповідало значенням відносної потужності дизеля: $0,3N_{\text{enom}}$, $0,5N_{\text{enom}}$, $0,77N_{\text{enom}}$ і $0,93N_{\text{enom}}$.

Ступінь рециркуляції відхідних газів під час експериментів змінювалася в наступних значеннях: $\text{EGR}=4,7\%$, $\text{EGR}=9,8\%$, $\text{EGR}=14,6\%$, $\text{EGR}=18,8\%$.

Величина питомої ефективної витрати палива для кожного режиму роботи дизеля визначалася за допомогою суднових вимірювальних засобів.

Результати досліджень наведені на рис.2 і 3.

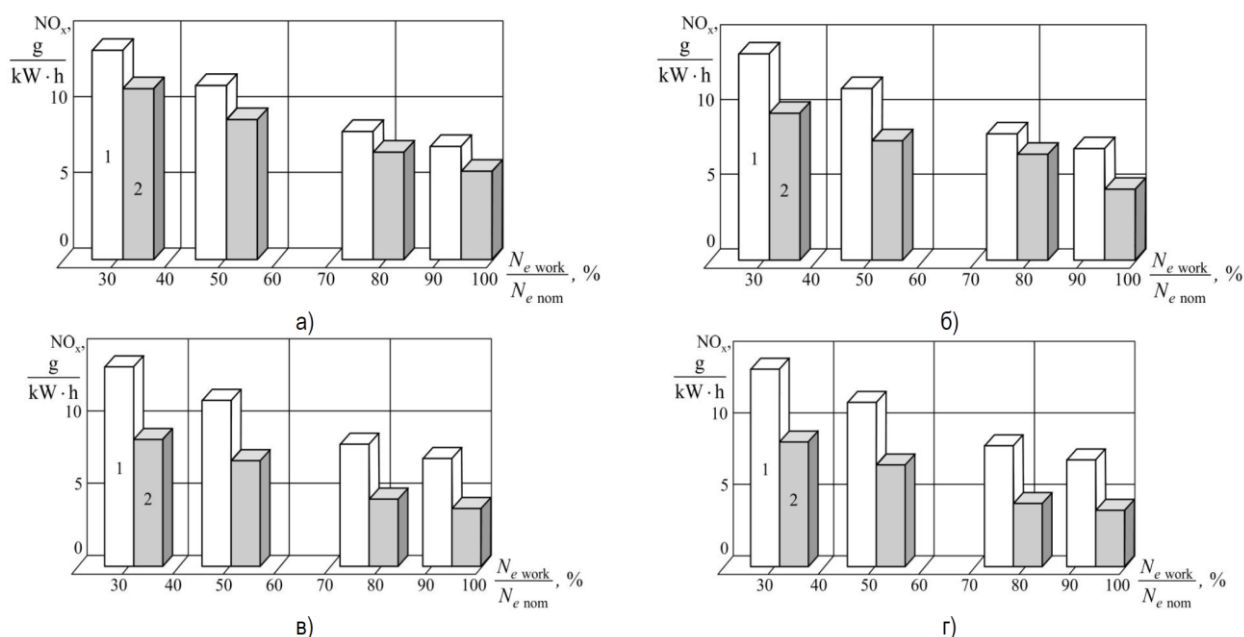


Рис. 2. Емісія з випускними газами суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi в залежності від навантаження для різної ступені рециркуляції

а – $\text{EGR}=4,7\%$; б – $\text{EGR}=9,8\%$; в – $\text{EGR}=14,6\%$; г – $\text{EGR}=18,8\%$;

1 – робота без рециркуляції; 2 – робота з рециркуляцією

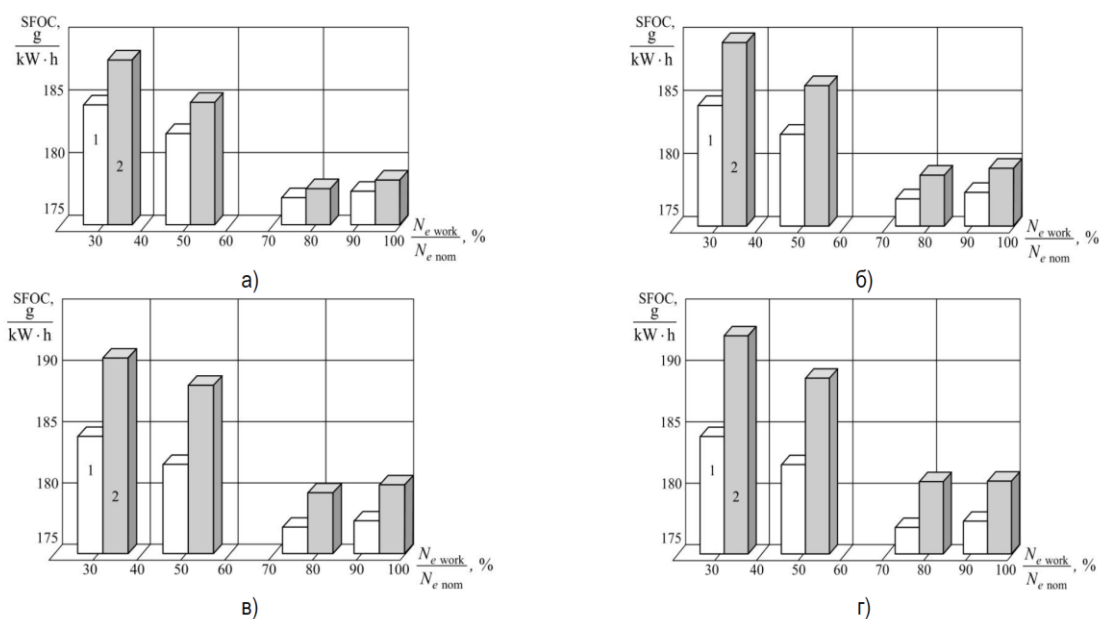


Рис. 3. Питома ефективна витрата палива SFOC суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi в залежності від навантаження для різної ступені рециркуляції
 а – EGR=4,7 %; в – EGR=9,8 %; б – EGR=14,6 %; г – EGR=18,8 %;
 1 – робота без рециркуляції; 2 – робота з рециркуляцією

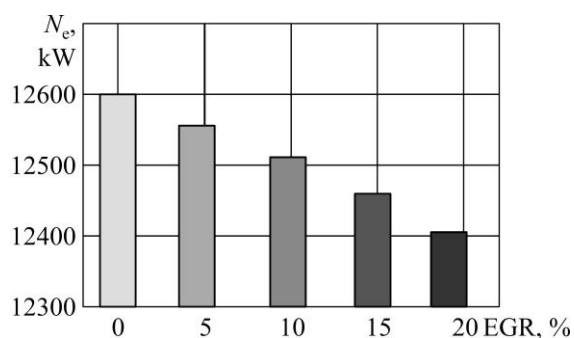


Рис. 4. Зниження ефективної потужності дизеля для різного ступеня рециркуляції випускних газів для експлуатаційного навантаження $0,93N_{\text{enom}}$

Використання системи ERG зменшує кількість «чистого» повітря, що надходить в циліндр дизеля, що призводить до зниження ефективної потужності дизеля [32]. Зміна її значень для різного ступеня рециркуляції показано на рис. 4. При цьому величини ефективної потужності N_e визначалися при частоті обертання колінчастого вала дизеля 80 об/хв (що відповідало $0,93N_{\text{enom}}$).

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 з 13,5 до 3,8 $\text{грNO}_x/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ в залежності від навантаження дизеля, яка в експериментах змінювалася в інтервалі $(0,3...0,93)N_{\text{enom}}$. Зниження концентрації NO_x в випускних газах в процентному відношенні знаходиться в межах 19,5...48,8 %, причому великі значення відповідають інтервалу навантажень $(0,77...0,93)N_{\text{enom}}$, тобто найбільш поширеним з експлуатаційних режимів роботи дизеля.

Використання для зниження концентрації NO_x в випускних газах їх рециркуляції погіршує процес згоряння палива, що безпосередньо впливає на такий показник як Specific Fuel Oil Consumption. Його значення (згідно з проведеними дослідженнями) підвищується пропорційно зростанню ступеня рециркуляції випускних газів і в процентному співвідношенні складає

0,85...2,01 % для випадку EGR=4,7 % і 2,16...4,34 % для випадку EGR=18,8 %.

В даний час такий спосіб зниження концентрації NO_x в випускних газах судових дизелів як використання рециркуляції випускних газів є найбільш оптимальним в першу чергу з точки зору його технологічного виконання. Використання способу EGR на морських судах забезпечує виконання міжнародних вимог щодо захисту навколишнього повітряного середовища від забруднення і може успішно застосовуватися в судовій енергетиці.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 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. – June 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3

2. Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NO_x Emissions from Marine Diesel Engines // Nase More : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1-9. https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1.

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. 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.

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 Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10. – 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. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 217-228.

Дем'яненко І.А., Козицький С.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Використання наночастинок оксиду титану (IV) – TiO_2 для покращення трибологічних властивостей змащувального мастила

Вступ

Зменшення тертя та зносу має важливе значення для підвищення енерго-ефективності та надійності механічних систем. Зазвичай це досягається шляхом використання рідких змащувальних матеріалів та мастил, які утворюють тонку плівку між поверхнями, щоб нести навантаження і запобігти прямому контакту між твердими поверхнями тертя. Рідкі мастильні матеріали, як правило, складаються з базового мастила та присадок, де присадки доповнюють чи розширюють функціональність базового мастила.

Раніше активно вивчалися та використовувалися саме присадки і добавки до мастил та палив на основі частинок мікронних розмірів [1], але з появою нових технологій та методів дослідження було доведено і практично продемонстровано, що нанорозмірні частинки мають суттєву перевагу над мікронними частинками [1,2].

Наномасило та нанорозмірні присадки

Наномасило – це гомогенна суміш лужного мастила і наночастинок (НЧ). В останні роки НЧ відіграють важливу роль в області присадок, розмір частинок становить менше 100 нм. Дослідники та автори праць [3,4] стверджують, що НЧ у мастилі діють як модифікатори тертя і позитивно впливають на теплові показники.

Механізм змащування заснований, перш за все, на фізико-хімічних взаємодіях між молекулами змащувальних матеріалів, поверхнями, що змащуються, і навколишнім середовищем. На основі взаємодії НЧ у межах трибологічних поверхонь виділяють чотири основні механізми: кочення, заповнення, полірування та утворення захисного шару, які детально описані у роботі [5].

У даній роботі наведено загальний аналіз перспективності використання НЧ TiO_2 і описана можливість його подальшого ефективного використання для покращення трибологічних властивостей змащувального мастила і подібних рідин.

Використання наночастинок TiO_2 як присадки до мастила та мастильних матеріалів

Значна кількість досліджень стосувалася саме оксиду чотирьох валентного титану (IV) – TiO_2 [6,7], де він використовується у якості мастильної присадки. Наночастинки TiO_2 мають середні розміри від 18 до 21 нм, що робить

ці НЧ дуже дієвими з точки зору покращення змащувальних та антифрикційних властивостей мастила.

Наприклад, автори роботи [8] оцінювали антифрикційні та протизношувальні властивості суспензій і сумішей TiO_2 за допомогою трибометра з чотирма кульками (рис. 1). Стандартна кулька була виконана з легированої хромистої сталі марки 52100, мала діаметр 12,7 мм з шорсткістю поверхні $R_a = 0,1$ мкм; ступенем полірування EP = 25 та твердістю за Роквеллом у 54~58 відповідно.

За допомогою цього методу було досліджено чотири різні зразки мотор-

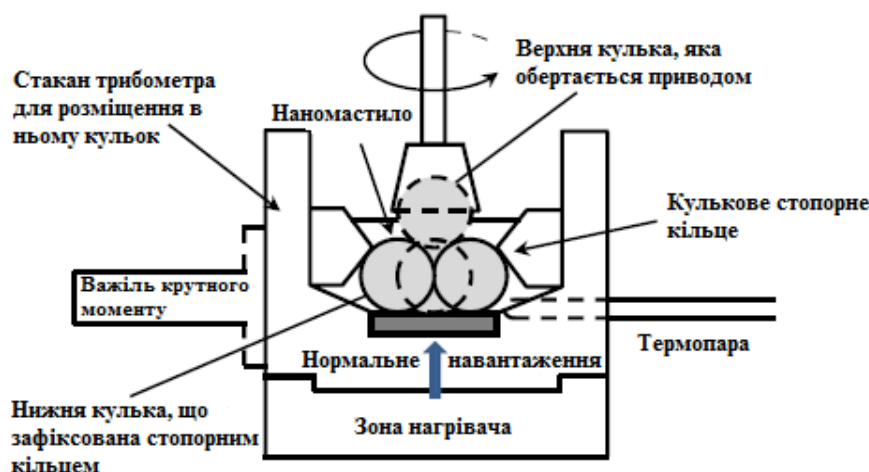


Рисунок 1 – Схематичне зображення трибометра з 4-ма кульками [8]

ного мастила з різним відсотковим вмістом TiO_2 (0,01%, 0,025%, 0,05% і 0,075% за масою відповідно). Ці зразки були підготовлені та випробувані за кімнатної температури ($t = 23 \pm 2^\circ\text{C}$) та підвищеної температури ($t = 75 \pm 2^\circ\text{C}$) на швидкості 1200 ± 60 об/хв з навантаженням 396 ± 4 Н по 30 хвилин на кожний зразок. Потім досліджували пошкодження поверхні кульок шляхом аналізу подряпин та слідів від зношування.

На рис. 2 приведені експериментальні дані по зношуванню та вигляд поверхонь кульок після проведення випробування трибометром при температурі 75°C , де зразок LS – це чисте базове мастило без присадки, а зразки L0, L1, L2 та L3 – це мастило зі вмістом 0,01%, 0,025%, 0,05% і 0,075% за масою наночастинок TiO_2 відповідно.

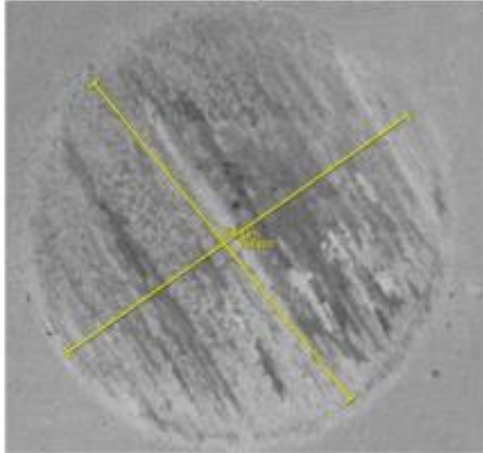
З рис. 2 (особливо зразки L2 і L3) видно, що зношена поверхня має більш дрібні сітчасті канавки, що узгоджується зі значеннями коефіцієнту тертя (КФТ) на рис. 3. Так, результати досліджень, представлені на рис. 2 (також L2 і L3) демонструють, що подряпина зносу була майже непомітною, а при локальному збільшенні зображень на рис. 2 можна спостерігати незначні борозни зносу. Поверхня зношування кульок, що змащується НЧ TiO_2 , доданими до мастила, є більш гладкою [8], ніж та, що змащується чистим маслом (рис. 2). Причому зі збільшенням концентрації наночастинок TiO_2 глибокі борозни на поверхнях подряпин від зносу стають дедалі ще меншими і дрібнішими. Не було виявлено ніяких ознак того, що НЧ осіли на поверхні ков-

зання. Аналогічні процеси спостерігаються і при кімнатній температурі (23°C).

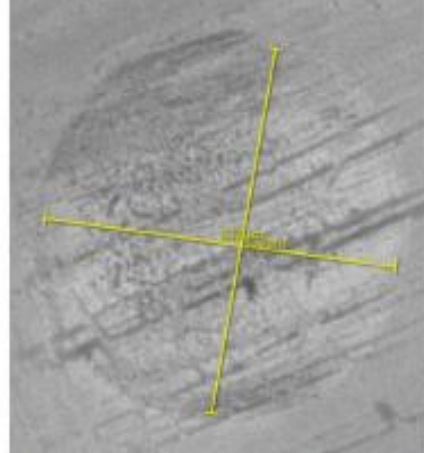
Так, додавання НЧ TiO_2 до мастила показало стабільне зниження тертя за рахунок утворення захисних плівок на зношених поверхнях (рис. 3) [6,8].

Отже, присадки TiO_2 до мастильного матеріалу сприяють змащуванню і запобігають інтенсивному зношуванню у процесі прокатки металічних деталей та зменшують коефіцієнт тертя.

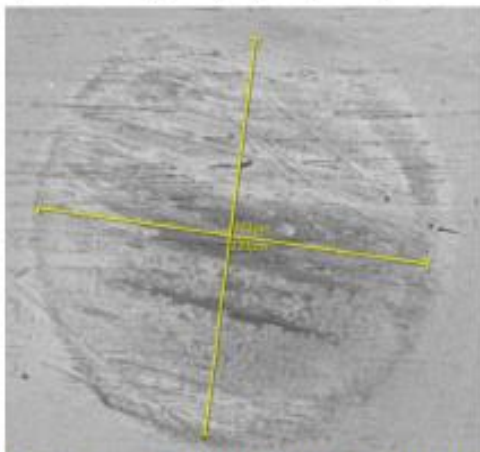
Зразок LS - Діаметр шраму зносу 350 мкм



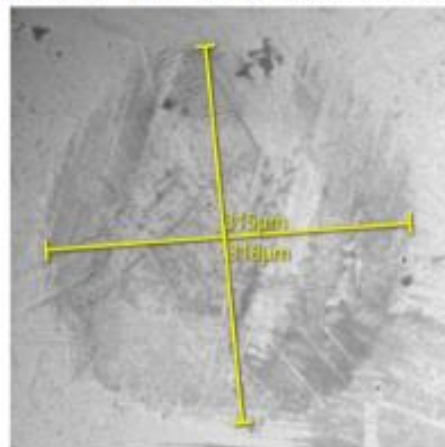
Зразок L0 - Діаметр шраму зносу 336 мкм



Зразок L1 - Діаметр шраму зносу 330 мкм



Зразок L2 - Діаметр шраму зносу 317 мкм



Зразок L3 - Діаметр шраму зносу 269 мкм

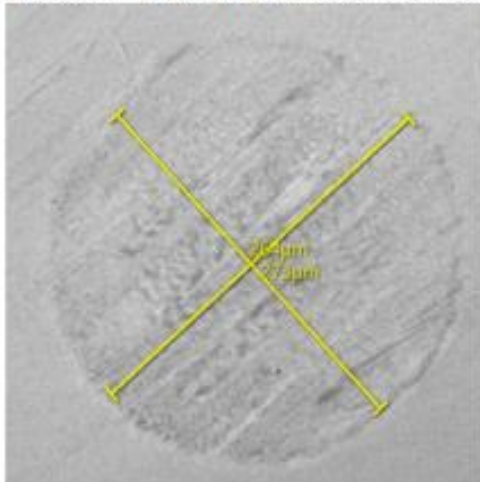


Рисунок 2 – Знімки кульок, отримані скануючим електронним мікроскопом після випробування трибометром при температурі 75°C [8]

Підсумовуючи результати констатуємо, що дослідження, проведені при 75°C показали суттєве зниження КФТ. Так, середній коефіцієнт тертя знизився з 0,095 до 0,015 в діапазоні від 0,01% до 0,075% вмісту TiO_2 за масою. Таким чином, додавання НЧ до мастила показує ефективну дію при кількостях наноприсадки TiO_2 починаючи з 0,025% за масою.

Найнижчий показник КФТ, безперечно, був отриманий для зразка з 0,075% TiO_2 , який зумовив зниження приблизно на 60% в порівнянні з чистим базовим мастилом при кімнатній температурі (23°C) і приблизно на 80% при температурі 75°C (рис. 3).

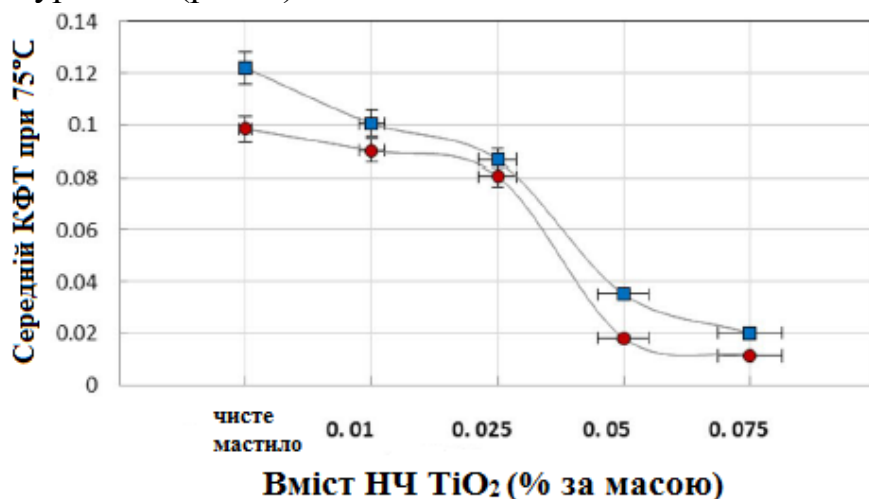


Рисунок 3 – Середній коефіцієнт тертя (КФТ) для різної кількості присадки НЧ TiO_2 при температурі 75°C та КФТ у стаціонарному стані після ефекту притирання [8]

Висновки

Наночастинки TiO_2 відіграють вирішальну роль у покращенні трибологічних характеристик мастильних матеріалів шляхом різних механізмів дії на деталі пар тертя: полірування, заповнення шорховатості, заміну ковзання накопчення та формування захисної плівки протягом тривалого проміжку часу.

НЧ оксиду титану TiO_2 можуть успішно використовуватися у вигляді присадок, оскільки покращують трибологічні властивості пар тертя, суттєво зменшують показники зношування, знижують КФТ і таким чином значно покращують властивості мастильного матеріалу.

Список використаних джерел та літератури

1. Omrani E. «Effect of Micro- and Nano-Sized Carbonous Solid Lubricants as Oil Additives in Nanofluid on Tribological Properties» / Emad Omrani, Pradeep L. Menezes & Pradeep K. Rohatgi. Journal «Lubricants», Volume 7, Issue 3, 2019 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.3390/lubricants7030025>;
2. Pena-Paras L. «Effects of substrate surface roughness and nano/micro particle additive size on friction and wear in lubricated sliding» / Laura Pena-

- Paras, Hongyu Gao, Demoflio Maldonado-Cortes, Azhar Vellore *et al.* Journal «Tribology International», Volume 119, pages 88-98, 2018 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.09.009>;
3. Dai W. «Roles of nanoparticles in oil lubrication» / Wei Dai, Bassem Kheireddin, Hong Gao & Hong Liang. Journal «Tribology International», Volume 102, pages 88–98, 2016 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.05.020>;
 4. Gulzar, M. «Tribological performance of nanoparticles as lubricating oil additives» / M. Gulzar, H.H. Masjuki, M.A. Kalam, M. Varman *et al.* «Journal of Nanoparticle Research», Volume 18, Article No: 223, 2016 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1007/s11051-016-3537-4>;
 5. Singh A.P. «Influence of nano particles on the performance parameters of lube oil – a review» / Anoop Pratap Singh, Ravi Kumar Dwivedi and Amit Suhane. Journal «Materials Research Express», Volume 8, Number 10, 2021 [Electronic resource]. – Access mode: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/2053-1591/ac2add/meta>;
 6. Gu Y. «Preparation and tribological properties of dual-coated TiO₂ nanoparticles as water-based lubricant additives» / Yue Gu, Xiuchen Zhao, Ying Liu & Yunxia Lv. «Journal of Nanomaterials», Volume 16, pages 1-8, 2014 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1155/2014/785680>;
 7. Ingole, S. «Tribological behavior of nano TiO₂ as an additive in base oil» / Sudeep Ingole, Archana Charanpahari, Amol Kakade, S.S. Umare, D.V. Bhatt, Jyoti Menghani. Journal «Wear», Volume 301, Issues 1-2, pages 776-785, 2013 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.01.037>;
 8. Birleanu, C. «Effect of TiO₂ nanoparticles on the tribological properties of lubricating oil: an experimental investigation» / Corina Birleanu, Marius Pustan, Mircea Cioaza, Andreia Molea, Florin Popa & Glad Contiu. Journal «Scientific Reports», Volume 12, Article No: 5201, 2022 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1038/s41598-022-09245-2>.

Застосування наноматеріалів для збільшення ресурсу корпусу судна***Вступ***

Багато років проводилися дослідження по захисту корпусу судна від руйнувань (корозії, обростання, тощо). М'які обростаючі організми збільшують опір тертя корпусу на 10%; Жорсткі обростаючі організми підвищують опір тертя корпусу на 40%. Yao Xuelei [1] та ін. показали, що зростаючий опір плавання суден збільшується зі збільшенням рівня нерівності та швидкості, що становить щонайбільше майже 30% від загального опору. Вплив брудного корпусу може становити близько 50% загального опору.

Морські покриття корпусу, такі як фарби проти обростання, позитивно вплинули на збільшення ресурсу судна, але приводили до забруднення довкілля, оскільки до їх складу входили отруйні хімічні сполуки. Протягом останнього десятиліття нанотехнології викликали значний інтерес до застосування, у тому числі у морській галузі.

В статті наводяться дані по застосуванню нанотехнологій та створення перспективного покриття корпусу судна і використання сучасних композитних матеріалів для заміни металічного корпусу на сучасні матеріали з використанням наноприправок.

Методи захисту корпусу судна

Наночастинки срібла ефективно застосовуються для запобігання біологічним пошкодженням суден, оскільки наносрібло розміром 50 нм має сильний антибактеріальний ефект. У дослідженні Li Moqing [2] було виявлено, що зі збільшенням концентрації наносрібла в фарбі поверхня активного мулу стає грубішою, а мікробна спільнота зменшується. Наносрібло може ефективно пригнічувати мікробну проліферацію, руйнувати цілісність мембрани та спричиняти загибель клітин, а також впливати на структуру мікробної спільноти. Cui Jixing [3] et al. запропонував використовувати наносрібло як основний антибактеріальний компонент для виробництва нового типу наносрібного порошкового покриття тривалої дії, яке, як було доведено експериментами, має хороші антибактеріальні властивості та довговічність. Наносрібло з SiO_2 продемонстрували хороші лабораторні результати щодо пригнічення утворення біоплівки.

Показано [4], що іони Ag^+ проникають в бактеріальну клітину і взаємодіють з тіоловими групами більшості життєво важливих ферментів, що призводить до дезактивації ферменту, що в кінцевому підсумку припиняє ріст бактерій, що призводить до загибелі бактеріальної клітини. Дослідження з еукаріотами припустило, що контактне знищення клітин іонами Ag^+ є основним механізмом запобігання обростання [4].

Наступним ефективним наноматеріалом покриттів проти обростання є вуглецеві наноматеріали. На основі вуглецевої нанотрубки (ВНТ) були створені багатошарові силіконові покриття. В даний час покриття на основі ВНТ активно використовуються в якості необростаючих і антикорозійних суднових покриттів. ВНТ зазвичай завантажують у полімерну матрицю, а отриманий матеріал використовують для нанесення на захисні покриття [5].

Всього 0,5% вагового відсотка вуглецевих нанотрубок ВНТ суттєво впливало на властивості біоплівки, збільшуючи чисельність *Proteobacteria* (*Proteobacteria* (синонім *Pseudomonadota*) є основним типом грамнегативних бактерій) та зменшуючи чисельність *Bacteroidetes* (тип *Bacteroidota* (синонім *Bacteroidetes*) складається з трьох великих класів грамнегативних, неспороутворюючих, анаеробних або аеробних і паличкоподібних бактерій, які широко поширені в навколишньому середовищі, включаючи ґрунт, осадові породи та морську воду, а також в кишках і на шкірі тварин), що, у свою чергу, зменшувало осідання *Mytilus coruscus* (*Mytilus*, загальна назва корейської мідії або мідії з твердим панциром, є видом мідій, морських двостулкових молюсків родини *Mytilidae*) [6] та запобігало обростанню корпусу судна.

ВНТ мають високу міцність на розрив і модуль Юнга, в порівнянні зі сталлю. Зміцнення матриці фарби ВНТ покращує механічні властивості покриттів/фарб. Фарби проти обростання з 0,5% (мас.) і 0,7% (мас) ВНТ показали значне покращення ударостійкості та збільшили міцність на розрив [5].

Фарби проти обростання з 0,5% (мас.) і 0,7% (мас./мас.) MWCNT (багатошарові вуглецеві нанотрубки) показали значне покращення ударостійкості. Введення MWCNTs у композити збільшило як міцність на розрив, так і відсоток подовження морських покриттів PDMS (Полі(диметилсилоксан)) [5].

Yang та ін. [5] досліджували вплив довжини SWCNT (одностінні вуглецеві нанотрубки) на антимікробну активність по відношенню до клітин

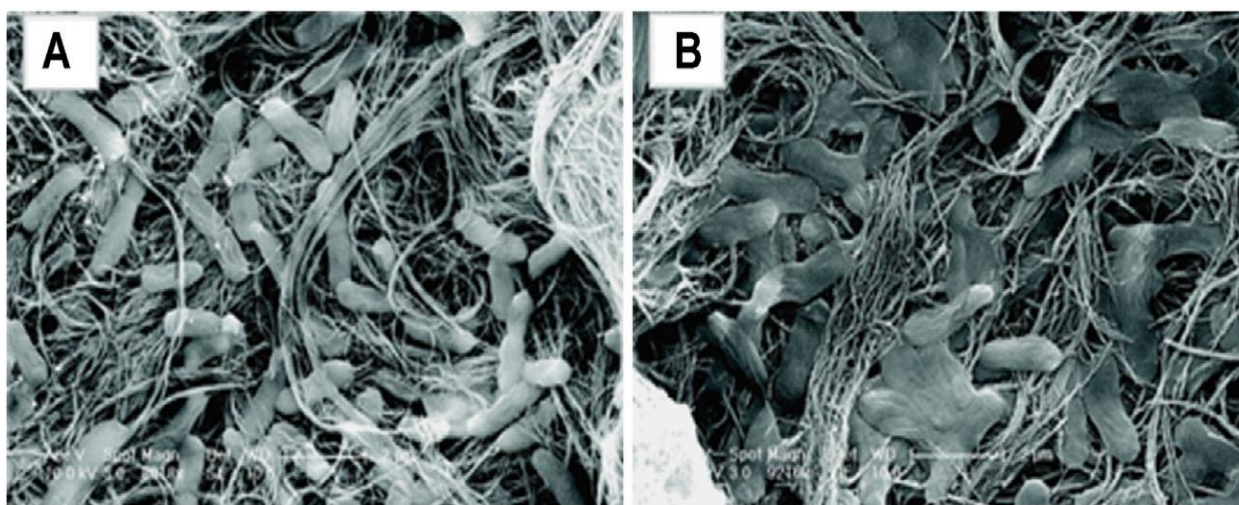


Рисунок 1. SEM мікрофотографії *E. coli* під впливом ВНТ протягом 60 хв; (A) MWCNTs (B) SWCNTs [5]

Salmonella, використовуючи три різні довжини SWCNT (<1 мкм, 1–5 мкм і приблизно 5 мкм). Повідомлялося, що довші SWCNT виявляють сильнішу антимікробну активність шляхом більш ефективної агрегації бактеріальних клітин, тоді як повідомлялося, що коротші SWCNT агрегують між собою без участі багатьох бактеріальних клітин (рис. 1). Діаметр трубки також відіграє важливу роль в інактивації мікроорганізмів. ВНТ меншого діаметру (<10 нм) можуть пошкодити клітинні мембрани шляхом взаємодії з поверхнею клітини, тоді як ВНТ великого діаметру (15–30 нм) здебільшого взаємодіють з бактеріями своїми бічними стінками.

Використання нових матеріалів для заміни корпусу судна

Корпус разом із палубами суден зазвичай виготовляють з металу. Однак з розвитком нанотехнологій отримують скловолокно, яке міцніше та не піддається корозії і не забруднює довкілля тому можна використовувати для заміни корпусу судна.

Скловолокно є надзвичайно пружним, легким і міцним матеріалом, навіть незважаючи на те, що його характеристики міцності нижчі, ніж волокна вуглецю, менш жорсткі, менш крихкі за своєю природою та менш дорогі. Порівняно з металами скловолокно з присадками наночастинок можна без особливих зусиль сконструювати в процесі формування, а також вони мають дуже високу міцність і низьку вагу. Матрицею пластику може бути певний термореактивний пластик, наприклад вініловий ефір, поліестер або епоксидна смола. У співвідношенні 10:90 комбінація нанокремнезему (нано Al_2O_3) разом з епоксидною смолою змішується з затверджувачем і розмазується над скловолокном. Форми закривають і запресовують у прес-машину для гарячого формування протягом 1 години при 80°C і тиску 10.3 МПа. Сила розриву незабрудненого композиту сизаль-пальмове волокно становить 272,50 МПа; однак збільшення сили розриву до 364,86 МПа спостерігається при додаванні 2 мас.% нанокремнезему [7].

Двовимірний (2D) нанонаповнювач під назвою наноглина був об'єднаний у полімерні матриці для покращення вогнезахисних, бар'єрних і механічних властивостей. Конфігурація глиняної пластинки допомагає у створенні захисного бар'єру, де досягається більш високий рівень відлучування з гідною швидкістю розсіювання, що призводить до покращених фізичних характеристик полімеру. Zhang [8] та ін. дослідили амальгамований CNT-глиняний нанонаповнювач у поліамід-6 (PA6) шляхом змішування в розплаві та виготовлений методом CCVD. Параметри міцності та модуля пружності при розтягу суттєво підвищилися на 153% та 289% відповідно.

Olalekan [9] та ін. використовували маточну суміш поліпропіленової глини (PP/глина) та CNT(вуглецеві нанотрубки) для приготування композиту (Монтморилоніту далі йде за текстом). Вони заявили, що композит ПП/глина має модуль Юнга, силу розриву та ударну міцність 1588,27 МПа, 28,55 МПа та 5,55 кДж м⁻² відповідно. Завдяки інтеграції CNT разом із Мт (монтморилоніту (Монтморилоніт — це дуже м'яка філосилікатна група мінералів, які утворюються, коли вони випадають з водного розчину у вигляді мікроскопі-

чних кристалів, відомих як глина.)) вони досягли підвищення модуля Юнга, сили розриву та ударної міцності на 42, 27 та 13% відповідно.

Висновки

Покриття корпусу судна з використанням наночастинок срібла або вуглецевих нанотрубок стають все більш перспективними при використанні у морській гасузі. Доцільність їх викликана підвищеною ефективністю та зодовільненню вимогами ІМО по запобіганню забруднення довкілля.

Заміна сталевого корпусу судна на нові види покриттів з використанням наночастинок може вплинути на розв'язання проблем, з якими зустрічаються судохідні компанії, а саме застосування нових покриттів призведе до підвищення ресурсу корпусу судна, зменшення експлуатаційних витрат та покращення морехідних якостей. Окрім того, такі матеріали мають меншу вагу та збільшу міцність, що вплине на збільшення вантажопідйомності.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Yao X L, Yuan Ch Q, Zhao X K, Bai X Q 2017 Influence of CFD based roughness and contamination on ship resistance Surface Technology 46(06): 27-34.
2. Li M Q 2014 Research on the Effect of Nano-silver on Water Treatment Efficiency and Microflora in SBR System Harbin Institute of Technology.
3. Cui J X, Zhang H P, Zhang H, Shao Y Y, Zhu J X 2020 Preparation and properties of novel antibacterial silver powder coatings with long effect Coatings and Protection 41(01): 22-26.
4. Danilczuk, M., Lund, A., Sadlo, J., Yamada, H., and Michalik, J. (2006). Conduction Electron Spin Resonance of Small Silver Particles. Spectrochimica Acta A: Mol. Biomol. Spectrosc. 63, 189–191. doi:10.1016/j.saa.2005.05.002
5. Yang, J.-L., Li, Y.-F., Guo, X.-P., Liang, X., Xu, Y.-F., Ding, D.-W., et al. (2016). The Effect of Carbon Nanotubes and Titanium Dioxide Incorporated in PDMS on Biofilm Community Composition and Subsequent Mussel Plantigrade Settlement. Biofouling 32, 763–777. doi:10.1080/08927014.2016.1197210
6. Upadhyayula, V. K. K., and Gadhamshetty, V. (2010). Appreciating the Role of Carbon Nanotube Composites in Preventing Biofouling and Promoting Biofilms on Material Surfaces in Environmental Engineering: A Review. Biotechnol. Adv. 28, 802–816. doi:10.1016/j.biotechadv.2010.06.006
7. Fiore, V.; Di Bella, G.; Valenza, A. Glass-Basalt/ Epoxy Hybrid Composites for Marine Applications. Mater. Des. 2011, 32(4), 2091–2099. DOI: 10.1016/j.matdes.2010.11.043.
8. Zhang, W.; De Phang, I. Y.; Liu, T. Growth of Carbon Nanotubes on Clay: Unique Nanostructured Filler for High-Performance Polymer Nanocomposites. Adv. Mater. 2006, 18(1), 73–77. DOI: 10.1002/adma.200501217.
9. Olalekan, S. T.; Muyibi, S. A.; Shah, Q. H.; Alkhatib, M. F.; Yusof, F.; Qudsieh, I. Y. Improving the Polypropylene-Clay Composite Using Carbon Nanotubes as Secondary Filler. Energy Res. J. 2010, 1 (2), 68–72. DOI: 10.3844/erjssp.2010.68.72.

Тарасов С. О., Кардаш В. П.

Національний університет «Одеська Морська Академія»

Підвищення енергоефективності робочого процесу суднового двигуна

Інтенсивний розвиток світового судноплавства призвів до будівництва флоту великої вантажопідємності з потужними енергетичними установками (малопотужні - до 73.5кВт, середньої потужності - 73.5 ... 735кВт, надпотужні - понад 735кВт). Експлуатація такого флоту супроводжується зростанням негативного впливу на навколишнє середовище.

За даними експертів Lloyd's Marine Intelligence, 75% товарів в світі перевозить торговий флот, що налічує понад 50 тисяч суден загальною вантажопідємністю близько 1,4 млрд. тонн. Негативний вплив водного транспорту на атмосферне повітря особливо в портах, прибережних районах також має місце.

Важливість вирішення завдань захисту атмосфери від шкідливих викидів морських суден визначається тим, що забруднення від сучасних суднових дизелів складають найбільш істотну частку, в основному за рахунок діоксиду сірки, азоту та вуглецю, незгорілих компонентів палива, твердих частинок (сажа). Найбільшої екологічної шкоди від викидів шкідливих речовин, що утворюються в камері згоряння (КЗ) дизеля, доводиться на оксиди азоту (NOx), які представлені наступним рядом: NO, NO₂, N₂O, N₂O₃, N₂O₄, N₂O₅.

При цьому встановлено, що з усіх NOx, що містяться у відпрацьованих газах (ВГ), на частку NO в дизелях доводиться 95-98%. Причому сорт палива, що спалюється не робить істотного впливу на утворення NOx в КЗ. З оксидів азоту NOx 80 - 90% припадає на монооксид азоту NO та 10-20% на діоксид азоту NO₂. Зміст інших газоподібних оксидів азоту в ВГ мізерно малий [1-3].

У питаннях викиду ВГ у судноплавстві діє міжнародна конвенція МАРПОЛ 73/78, Додаток VI і технічний кодекс по NOx [4,5]. Конвенція MARPOL також визначає географічні зони дії обмежень на викиди (Emission Control Areas - ECAs).

В даний час встановлено три види утворення NOx в вихлопних газах двигунів:

- теплової механізм, або високотемпературний механізм Зельдовича;
- «швидкий» механізм, званий також хімічним;
- механізм, пов'язаний з утворенням NOx з азотовмісних компонентів палива.

Групою вчених на чолі з Я.Б. Зельдовичем в сорокові роки минулого століття був проведений ряд експериментів по доведенню термічної природи реакції оксидації азоту і обчислення абсолютних значень швидкостей утворення і розпаду NO. В ході досліджень було виявлено, що обчислені абсолютні реакції не узгоджуються з припущенням про молекулярний механізм реакції:



В результаті був вивчений ланцюговий механізм окислення азоту, який складається з двох оборотних реакцій, запропонований М.М. Семеновим:



Даний механізм відомий в науково-технічній літературі як класичний механізм Зельдовича. Пізніше класичний механізм був доповнений за рахунок реакції і отримав назву «розширений»



Реакція утворення «швидкого» NOx носить більш складний характер у порівнянні з термічним NO за рахунок тісного зв'язку з утворенням CH.

Вперше утворення швидкого NO описав С.Р. Fenimore [6]. Головною особливістю цього механізму є швидке утворення атомів N.

Швидкість утворення NOx обумовлюється швидкістю реакції між молекулою азоту N_2 і проміжним радикалом CH. Наслідком даної реакції є ціаністоводнева кислота HCN, що вступає в реакцію з радикалом N. У результаті кислота дуже швидко утворює NO:



Порівнюючи швидкості реакцій з класичним механізмом Зельдовича і швидкість утворення атомів N за допомогою радикала CH відзначається, що в останньому випадку вона вище. Саме звідси і походить назва «швидкий» NO. Перед виникненням радикала CH утворюється етін (ацетилен C_2H_2), що утворюється у фронті полум'я тільки за умови багатой суміші. З огляду на порівняно невисоку енергію активації утворення «швидкого» оксиду відбувається вже при температурі $T > 1000\text{K}$. У різній літературі фігурують різні значення константи швидкості K_v реакції (5). Внаслідок цього розрахунок «швидкого» NO в порівнянні з термічним NO характеризується меншою вірогідністю.

Існують і інші припущення утворення «швидкого» NO. Р.С. Matle і D.T.Pratt описують механізм, відповідно до якого «швидкий» NO утворюється з N_2O . Вони стверджують, що при $T < 2000\text{K}$ оксиду азоту з N_2O утворюється більше, ніж за механізмом Зельдовича [8].

Порівнюючи реакції Реттоге (5) і Зельдовича (2) можна зробити висновок, що утворення «швидкого» NO, на відміну від термічного NO, порівняно мало залежить від температури, починається при більш низьких температурах і набагато сильніше залежить від локальних концентрацій палива, тобто локального коефіцієнта надлишку повітря. Від останнього істотно залежить поява радикала CH і синильної кислоти HCN. Паливні NOx утворюються при окисленні азотовмісних речовин, присутніх в паливі в зоні факела. Концентрація паливних оксидів може досягати значних розмірів, якщо вміст у паливі азотовмісних речовин перевищує 0,1% від ваги [9].

Швидкість його утворення характеризується швидкістю реакцій (4) і (2). Перетворення азоту палива в оксид азоту (NO_x) при згорянні в поршневих двигунах майже не має значення, оскільки паливо для подібних двигунів майже не має в своєму складі пов'язаного азоту. Методи зниження викидів NO_x поділяються на 2 групи. Перша група зниження викидів NO_x заснована на зменшенні температури в зонах горіння палива. Оскільки температура є основним фактором при утворенні NO_x , то цей метод досить ефективний. Найвідоміший це регулювання подачі палива і зміна системи упорскування палива. Цим методом користуються великі двигунобудівні компанії такі як MAN B & W і SULZER виготовленням двигунів з електронним управлінням і уприскуванням.

Друга група заснована на хімічній нейтралізації NO_x перед випуском відпрацьованих газів в атмосферу.

Найбільшого поширення на судах морського флоту отримали методи зниження викиду NO_x , засновані на зволоженні повітряного заряду. Застосування гомогенізації палива і води дозволяє знизити вміст NO_x на 30-50%.

Іншим напрямком в другій групі методів зниження викидів NO_x є рециркуляція відпрацьованих газів. Ефективність методу досягає до 98% зниження викидів NO_x .

З досліджень, проведених університетом Мічігану (США) випливає, що достатнього підвищення (10%) вихідних характеристик ДВЗ можна досягти в результаті відносно невеликого підвищення концентрації кисню в наддувному повітрі (до 23%). При концентрації кисню в наддувному повітрі від 23% до 35% циліндрова ефективна потужність збільшується від 10 до 90% при різних навантаженнях. При зниженій подачі палива потужність збільшується навіть більш, приблизно на 12% і 110% при тих же концентраціях відповідно. Таке підвищення потужності супроводжується підвищенням середнього ефективного тиску і зниженням питомої ефективної витрати палива до 15%. Очікуване збільшення термічного ККД викликано більш високою швидкістю горіння, особливо під час фази дифузії. Однак, незважаючи на переваги використання збагаченого киснем повітря, збільшуються викиди NO_x в 3-5 разів [10].

Вивчивши інформацію про існуючі методи зниження шкідливих викидів, вимоги МАРПОЛ до викидів і хімію шкідливих речовин пропонуємо наступний метод.

NO_x збільшується при наявності в продуктах згорання вільного кисню, тобто в міру збідніння суміші і залежить від температури газового середовища. Швидкість утворення і час досягнення рівноважної концентрації NO_x залежать експоненціально від температури в зоні хімічних реакцій. Концентрація NO_x залежить також в ступені 0,5 від концентрації реагуючих компонентів N (азот) і O_2 (кисень) і лінійно від часу перебування продуктів згорання в зоні високих температур. Механізм реакції зумовлює залежність виходу окислів азоту від концентрації молекулярного азоту. При спалюванні палив розглядається зниження температурного рівня і зменшення коефіцієн-

та надлишку повітря [11]. Зменшення викидів сполук азоту пов'язано з певними труднощами, так як умови їх зниження збігаються з умовами утворення шкідливих продуктів неповного згоряння і навпаки. Якщо утворення продуктів неповного згоряння палива визначається в цілому недосконалістю процесу згоряння, то виникнення NO_x - його досконалістю, з точки зору ефективності використання енергії палива. Чим вище максимальна температура циклу, тим вище його коефіцієнт корисної дії і тим більше утворюється NO_x .

Якщо використовувати подачу повітря, збагаченого азотом, в циліндри двигуна після періоду затримки самозаймання, це призведе до екзотермічної реакції окислення азоту. В результаті чого сповільнюється процес перетворення хімічної енергії палива в теплову, знизиться зростання температури і тиску в камері згоряння. Це призведе до зниження «жорсткості» роботи двигуна, збільшення періоду початкового горіння (II) (Рис 3.) А потім, подавати повітря, збагачене киснем в момент початку період основного горіння (III), можна досягти повноти згоряння палива, підвищення потужності, зменшення питомої витрати палива, зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами і відкладень на проточній частині турбонагнітача. Збільшення вмісту кисню суміші паливо - окиснювач, яка реагує і на нашу думку, призведе до підвищення якості згоряння палива і можливості спалювати більше палива при тій же стехіометрії (кисень до палива). Це дасть можливість потенційного збільшення термічного ККД, питомої потужності дизеля і керувати процесом згоряння палива. При збагаченні повітря киснем викиди видимого диму, твердих частин і незгорілих вуглеводнів зменшаться в результаті більш повного згоряння в значно ширшому діапазоні навантажень.

На Рис. 1 показана індикаторна діаграма знята в реальному часі з двигуна Doosan MAN Diesel 5S65 ME – C 8.1 Tier II під час 80% від номінальної потужності.

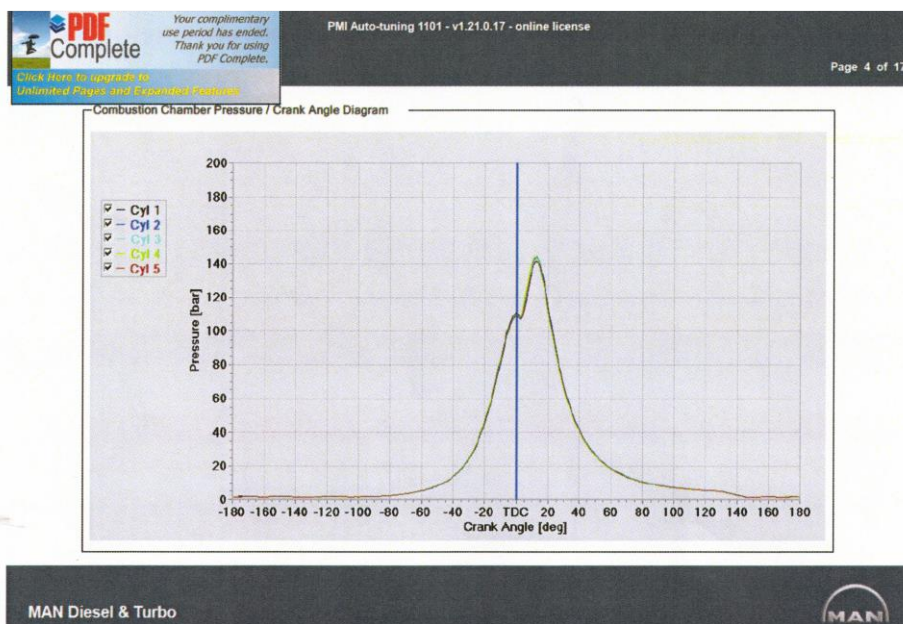


Рис. 1 Розгорнута індикаторна діаграма робочого процесу двигуна Doosan MAN B&W 5S65 ME- C 8.1 Tier II знята при 80% потужності.

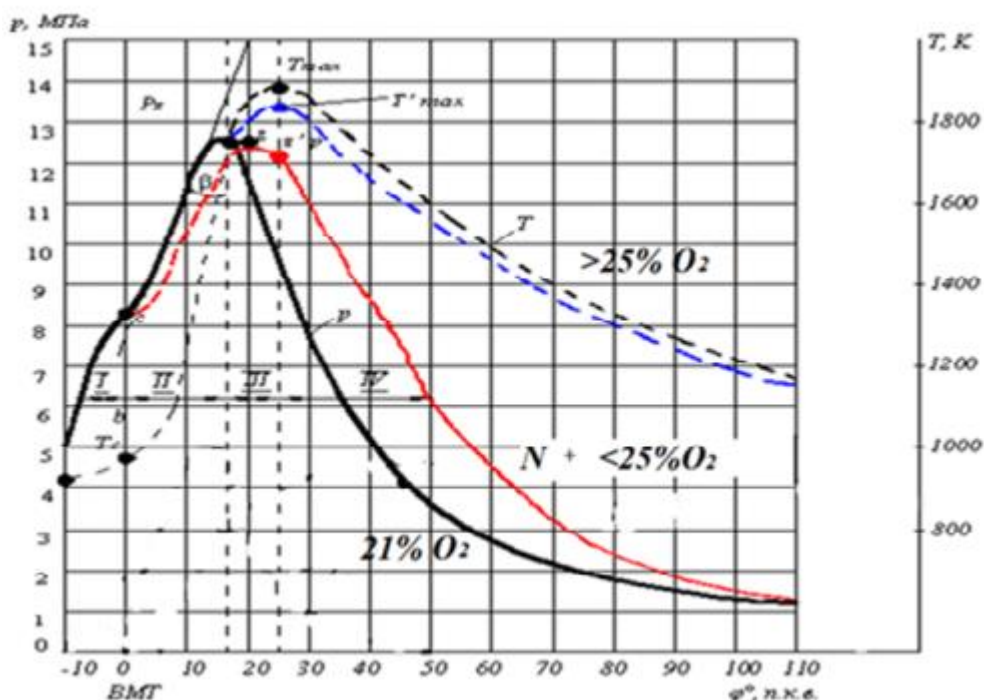


Рис 2 .Індикаторна діаграма роботи суднового двигуна з додаванням азоту та збагаченого киснем повітря.

Збагачене киснем повітря, можна отримати за допомогою мембранної установки розділення повітря. В основі роботи мембранної установки лежить принцип виборчої проникності: волога, CO_2 і кисень O_2 проникають через стінку мембрани легше, ніж азот N_2 , таким чином, первісна суміш газів розділяється на два потоки - азот N_2 і збагачений 40% кисень O_2 . Більш висока циліндрова потужність при тому ж, або незначно більшому максимальному тиску в циліндрі, а також істотне зниження шкідливих викидів і збільшення якості згоряння палива є очевидною перевагою використання азоту і збагаченого киснем повітря в порівнянні з іншими методами збільшення потужності і методами дотримання вимог МАРПОЛ. Оскільки необхідні зміни в системі наддуву двигуна не становить складності, дана схема установки може бути застосована в складі енергетичної установки (Рис. 3).

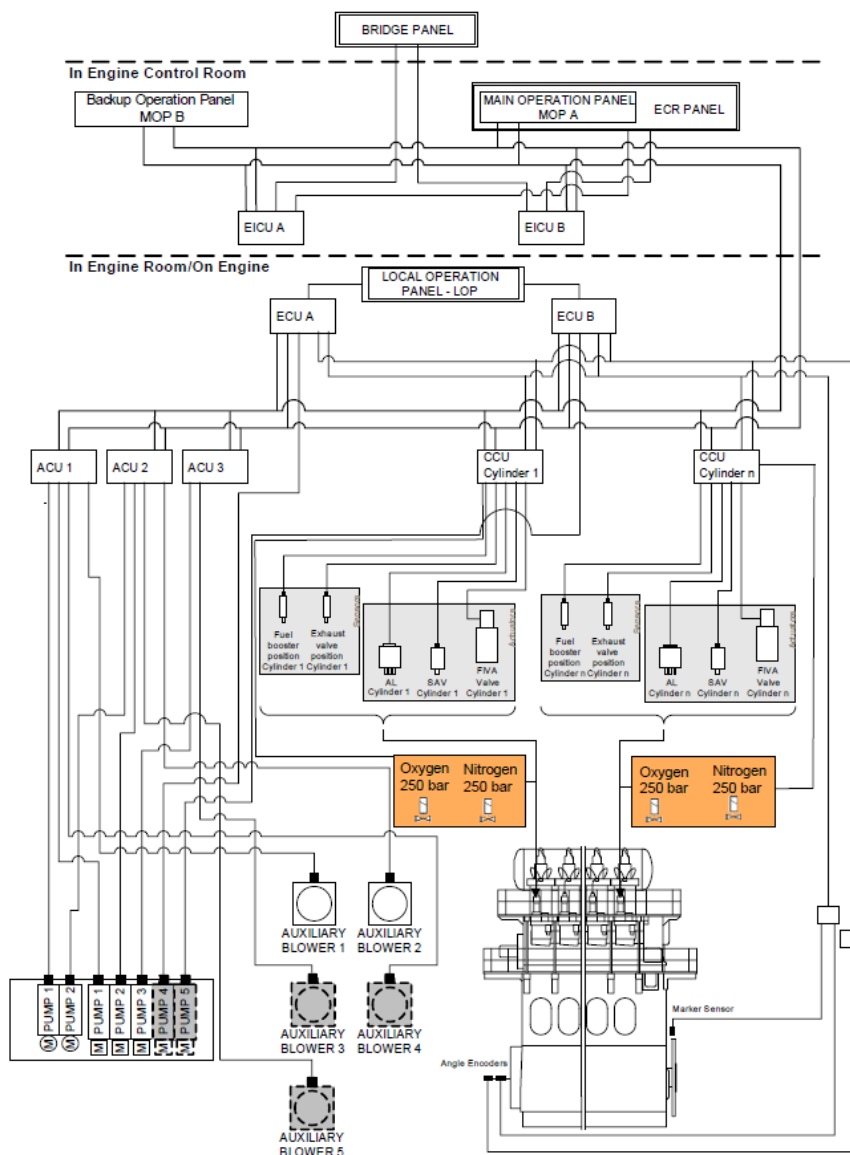


Рис. 3 Схема впровадження запропонованої установки в систему управління двигуном.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Пронин Е.Н. Использование сжиженного природного газа на водном транспорте: Санкт-Петербург. – Наука. – 2016. – С. 3-8.
2. Высоцкий С.П., Широких К.С., Байчоров А.А. Выбор технологии денитрификации дымовых газов. Вести Автомобильно-дорожного института: научно-производственный сборник. – 2013. – №2(17). – С. 3-8.
3. Альфредович В.В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания: метод. пособие. – Минск. – БНТУ. – 2016. – С. 54.
4. Додаток II конвенції Марпол 73/78 про «Правила запобігання забруднення шкідливими речовинами, які перевозяться наливом».
5. Приложение к Резолюции МЕРС 177(58): Технический кодекс по выбросам окислов азота от судовых дизельных двигателей. – 1997. – С.10.

6. Голубев М.В. Совершенствование процессов фильтрации и охлаждения отработавших выхлопных газов судовой дизельной установки: дис. на соискание уч. ст. кан. техн. наук. Одесса – ОНМА. – 2016. – С. 157-164.
7. Варнату Ю., Маас У., Диббл Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ. М.: Физматлит. – 2006. – 352 с.
8. Краснова Е.В. Улучшение экологических характеристик водородного дизеля усовершенствованием рабочего процесса: дис. на соискание уч. ст. кан. техн. наук. Москва – МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2015 . –С. 417-420.
9. Оукнев В.Н. Перспективные технологии нейтрализации оксидов азота в отработавших газах энергетических установок: Работы II Межд. научнотех. семинара// «Использование, проектирование и эксплуатация судовых дизелей внутреннего сгорания». – 2007// – СПб – ИПУ СПТУВК – 2008. – С. 245-250.
10. Assanis D.N. et.al., Study of using oxygen-enriched combustion for locomotive diesel engine: // journal of engineering for gas turbines and power. – Y. 2001. – vol.123 P, №1.
11. Промтов М.А. Анализ методов снижения вредных веществ в отработанных газах судовых дизелей: автореферат. – ТГТУ. – 2012. –С. 3-9.
12. Костюченко Д.С., Кардаш В.П. Использование в двигателях внутреннего сгорания воздуха, обогащенного кислородом. III Всеукр. студ. науч. 238 конф.// « Сучасні проблеми морського транспорту та безпеки мореплавства». – Херсон: издат. ХДМА. – 2013. – С. 259-265.
13. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов: учебник для высших учебных заведений – 2-е издание. М.: Транспорт . – 1990. – 368 с.
14. Doosan MAN Instruction Manual Vol. 1 Plate 70317 Page 1(1).
15. Doosan MAN PMI Auto- tuning 1101 –v1.21.017. Engine performance.

Пясковский Т.Ю., Кіріс О.В.

Національний університет “Одеська морська академія”

Методи збільшення економічної ефективності при ремонті суднової опріснювальної установки

Постановка проблеми.

Під час повної збірки та розбірки опріснювача часто виникають точні пошкодження різноманітних елементів суднової опріснювальної установки, таких як гумові ущільнюючі прокладки, титанові пластини та інше. Через такі пошкодження виникає потреба в повній заміні елементів, що викликає значне збільшення вартості ремонту.

Аналіз досліджень і публікацій.

Незважаючи на великий обсяг досліджень в даній сфері, треба зазначити, що на теперешній час бракує різноманітності в методах ремонту. Науково-дослідні роботи провідних фахівців в даній області були проведені переважно розрахунковими, теоретичними та експериментальними методами досліджень.

Результати розрахункових досліджень показали, що гіпотетична вартість ремонту елементів суднової опріснювальної установки складає 440-860 \$.

Аналіз досвіду експлуатації суднових опріснювальних установок показує відсутність окремих методів ремонту елементів суднових опріснювальних установок, що дозволяють зменшити загальну вартість ремонту та підвищити його економічну ефективність.

Метою даного дослідження є зменшення капіталовкладення та експлуатаційні затрати, підвищити безпечність ремонту, його час та складність. Так само продовжити термін використання обладнання та об'єкту.

Основний матеріал досліджень.

Як показала практика, використання системи автоматичного вприску хімікатів фірми «Юнітор» дуже допомагає отримати істотний економічний ефект, але на жаль все одно проблема накипоотворення залишається відкритою та метод механічної очистки – необхідний [4].

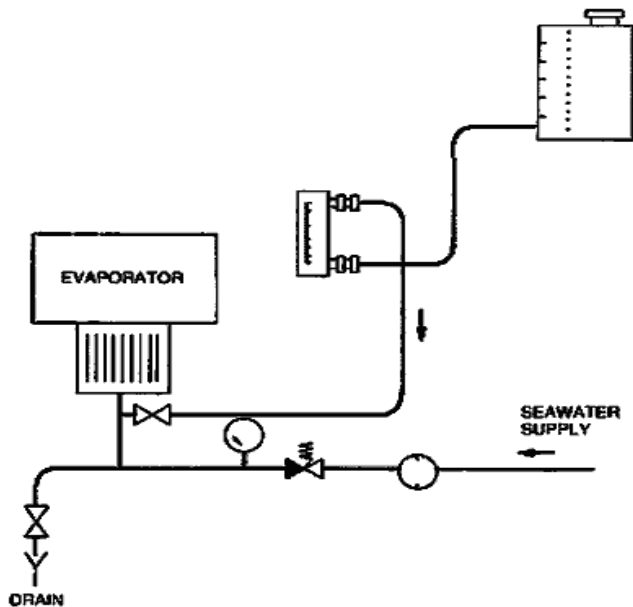


Рис. 1 Схема дозувальної системи «Унітор»

Для того, щоб зменшити грошові витрати, що виникають впродовж цього процесу (пошкодження гумових прокладок та пластин) пропонується розглянути можливість використання матеріалів фірми Бельзона для ремонту певних елементів суднової опріснюючої установки. Матеріали Belzona — це двокомпонентні, полімерні матеріали з високою хімічною й термічною стійкістю. Вони мають унікальні властивості, які відрізняють їх від наявних у світі аналогів:

- усі матеріали Belzona не дають усадки при застиганні;
- можуть працювати в агресивних середовищах;
- мають тексотропічність (не течуть), що дозволяє проводити роботи на стельових або вертикальних поверхнях;
- можуть бути піддані будь-якій механічній обробці, інші - тільки алмазними інструментами;
- строк зберігання не обмежений [2], [3].

За допомогою цих матеріалів можна робити наступні види робіт:

- корпусні;
- ремонт трубопроводів;
- відновлення робочих поверхонь насосів;
- ремонт корпусу ежектора;
- відновлення поверхонь фланців;
- ремонт ущільнюючих гумових прокладок;
- аварійний ремонт [4].

Вартість одного великого набору фірми Бельзона складає 150\$ [1]. Що є достатньо демократичною ціною порівняно з ціною нових елементів суднової опріснювальної установки:

1 Титанова пластина – 400 \$

1 ущільнююча прокладка – 20 \$

Висновки

Використання клею компанії Бельзона дозволяє :

- Зменшити час , відзначений для обслуговування опріснювача;
- Зменшити капіталовкладення та вартість експлуатації опріснювача;
- Подовжити термін експлуатації елементів опріснювача без їх заміни.

Заключення

Продукція даної компанії вже частково використовуються на деяких судах світових суднохідних компаній, на рівні поодиноких замовлень.

Завдяки цьому вже є перші гарні відгуки на їх продукцію. Ремонт є набагато дешевшим і при цьому не втрачається його надійність.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Інтернет-джерела

<https://www.belzona.com/>

Література

1. Технічні характеристики продукту Belzona 1111
2. Інструкція з використання Belzona 1111 (Super Metal)
3. Інформація про продукт Belzina 1111 (Super Metal)
4. Матеріали Науково-технічної конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт" Одеса-17.11.2021 ст.100-103.

Матеріали
науково-технічної конференції молодих дослідників
"Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт",
16.11.2022.

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