

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет «Одеська морська академія»  
Навчально-науковий інститут інженерії

Кафедра суднових енергетичних установок

**ДИПЛОМНА РОБОТА МАГІСТРА**

на тему:

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОЦЕСУ МАЩЕННЯ  
ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ  
СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ**

Курсанта 2-го року навчання навчально-наукового інституту інженерії  
Вишталюка Микити Олександровича

Керівник: д-р техн. наук, професор Сагін С.В.

Нормоконтроль

Роботу заслухано на засіданні кафедри суднових енергетичних установок.  
Рекомендовано до захисту в ЕК, протокол № 9 від 17.12 2025 р.

Завідувач кафедри СЕУ,  
д-р техн. наук, професор

(підпис)

Сергій САГІН

Рецензент (зовнішній)

(ПІБ, підпис, дата)

Рецензент (внутрішній)

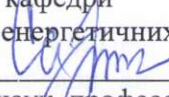
(ПІБ, підпис, дата)

Одеса – 2025

Національний університет «Одеська морська академія»  
Навчально-науковий інститут інженерії  
Кафедра суднових енергетичних установок

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри  
суднових енергетичних установок

  
д-р техн. наук, професор Сергій САГІН  
10 вересня 2025 р.

**ЗАВДАННЯ**

на виконання дипломної роботи магістра

Студент ННІ \_\_\_\_\_ Вишталюк Микита Олександрович \_\_\_\_\_

1. Тема дипломної роботи: Забезпечення процесу мащення \_\_\_\_\_  
підшипникових вузлів суднових дизелів \_\_\_\_\_

Затверджена наказом ректора НУОМА № 1414 від 24 листопада 2025 р. \_\_\_\_\_

2. Об'єкт дослідження процес експлуатації суднових двигунів \_\_\_\_\_  
внутрішнього згоряння \_\_\_\_\_

3. Предмет дослідження механічні втрати в судовому двигуні \_\_\_\_\_  
внутрішнього згоряння \_\_\_\_\_

4. Обсяг пояснювальної записки: 80...90 стор. \_\_\_\_\_

5. Структура пояснювальної записки дипломної роботи: \_\_\_\_\_

Огляд основних напрямків зниження втрат енергії на подолання сил тертя в \_\_\_\_\_  
суднових дизелях \_\_\_\_\_

Методологія наукового дослідження \_\_\_\_\_

Науково-дослідницькі розділи \_\_\_\_\_

Енергетична ефективність судової енергетичної установки \_\_\_\_\_

Безпека та виживання на морі \_\_\_\_\_

Охоронні заходи та цивільна оборона на судні \_\_\_\_\_

6. Зміст основної частини пояснювальної записки (перелік питань, що  
підлягають розробці):

Огляд основних напрямків зниження втрат енергії на подолання сил тертя в \_\_\_\_\_  
суднових дизелях \_\_\_\_\_

Методологія наукового дослідження \_\_\_\_\_

Науково-дослідницькі розділи \_\_\_\_\_

7. Перелік графічного матеріалу:

Технологічна карта наукового дослідження \_\_\_\_\_

Результати науково-дослідницьких розділів \_\_\_\_\_

8. Робота повинна бути виконана відповідно до «Методичних вказівок для виконання дипломної роботи магістра», затверджених Вченою радою ННІ 27.06.2023, протокол № 11.

## РЕФЕРАТ

Дипломна робота магістра: 83 сторінки, 33 рисунків, 15 таблиць, 53 літературних джерела.

Магістерське наукове дослідження відноситься до функціонального і структурного аналізу суднової енергетичної установки, зокрема процесів перетворення потенційної енергії робочих речовин на кінетичну енергію кривошипно-шатунного механізму і пов'язаних з ним споживачів енергії.

Висунута та підтверджена наукова гіпотеза про те, що підвищення ефективності технічної експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту забезпечується підтриманням мінімальних механічних втрат енергії. Встановлено, що основним показником, який забезпечує мінімальні механічні втрати у судових дизелях, є стратифікація в'язкості мастильного матеріалу. У діапазоні зсувних навантажень  $100 \dots 350 \text{ c}^{-1}$  стратифікація в'язкості знаходиться в межах  $0,88 \dots 1,09$  її номінального значення.

Доведено, що зниження рівня механічних втрат під час обертального та поступального руху доцільно оцінювати за величиною зносу вкладишів підшипників ковзання та поршневих кілець, при цьому управління механічними втратами найбільш доцільно здійснювати за рахунок підвищення значення реологічної стійкості моторного мастила. Експериментально підтверджено, що збільшення реологічної стійкості на  $11,93 \dots 15,18 \%$  призводить до  $1,48 \dots 1,72$  кратного зниження зносу у вказаних трибологічних системах.

СУДНОВИЙ ПРОПУЛЬСИВНИЙ КОМПЛЕКС, ПІДШИПНИКИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ, ПРОЦЕС МАЩЕННЯ, МЕХАНІЧНІ ВТРАТИ, СУДНОВИЙ ДИЗЕЛЬ, УПРАВЛІННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИМИ ВТРАТАМИ, МЕХАНІЧНИЙ КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ

## ABSTRACT

Master degree thesis: 83 pages, 13 figures, 15 tables, 53 references.

Master's research is in the field of functional and structural analysis of a ship's power plant, in particular the processes of converting the potential energy of working substances into the kinetic energy of the crank mechanism and related energy consumers.

The scientific hypothesis that increasing the efficiency of technical operation of marine and river vehicles is ensured by maintaining minimal mechanical energy losses.

It has been found that stratification of the viscosity of the lubricant is the main indicator that minimizes mechanical losses in marine diesel engines. In the range of 100...350 s<sup>-1</sup>, the viscosity stratification is in the range of 0.88... 1.09 its nominal value.

It is proved that in order to reduce the level of mechanical loss during rotational and translational motion, it is advisable to estimate the amount of wear of the bearings of the sliding bearings and piston rings, while the mechanical loss control is most expedient to be carried out by increasing the value of the rheological stability of the motor oil.

It has been experimentally confirmed that an increase in rheological stability by 11.93...15.18 % results in a 1.48...1.72 fold decrease in wear in these tribological systems.

PROPULSION COMPLEX, MECHANICAL LOSSES, MARINE DIESEL, ENERGY LOSS MANAGEMENT, MECHANICAL EFFICIENCY, MARINE DIESEL BEARINGS, LUBRICATION PROCESS

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ.....	9
ВСТУП.....	10
1. ОГЛЯД ОСНОВНИХ НАПРЯМКІВ ЗНИЖЕННЯ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ НА ПОДОЛАННЯ СИЛ ТЕРТЯ В СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ .....	12
1.1. Сучасні концепції розвитку суднових дизелів.....	12
1.2. Аналіз основних напрямків забезпечення режимів мащення суднових двигунів внутрішнього згорання .....	18
1.4. Висновки за розділом 1.....	21
2. МЕТОДОЛОГІЯ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІНІМАЛЬНО НЕМИНУЧИХ НЕЗВОРОТНИХ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОРСЬКИХ І РІЧКОВИХ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ.....	22
2.1. Обґрунтування вибору напрямку наукового дослідження.....	22
2.2. Обґрунтування мети і завдань дослідження.....	26
2.3. Системний підхід до розробки технологічної карти наукового дослідження.....	26
2.6. Висновки по розділу 2.....	30
3. ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО СПОСОБУ ЗНИЖЕННЯ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ НА ПОДОЛАННЯ СИЛ ТЕРТЯ В СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ.....	31
3.1. Технології зниження механічних втрат в суднових дизелях .....	31
3.2. Визначення якісних і кількісних характеристик мастильних шарів, що забезпечують процес зниження механічних втрат в суднових дизелях.	32
3.3. Визначення впливу структурних характеристик моторного мастила на втрат енергії на подолання сил тертя.....	38
3.4. Висновки за розділом 4.....	41

4. ЗНИЖЕННЯ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ НА ПОДОЛАННЯ СИЛ ТЕРТЯ В СУДНОВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ЗА РАХУНОК СТВОРЕННЯ ТА УПРАВЛІННЯ НАНОСТРУКТУРОВАНИМ ШАРОМ МАСТИЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ...	44
4.1. Забезпечення мінімального рівня механічних втрат енергії шляхом оптимального відновлення реологічних характеристик моторного мастила.....	44
4.2. Забезпечення мінімально неминучих втрат енергії шляхом використання поверхнево-активних присадок до моторного мастила.....	54
4.3. Висновки за розділом 5.....	65
5. ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ.....	66
ВИСНОВКИ.....	73
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	76

## ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

ГД	–	головний двигун
ГЗШ	–	граничний змащувальний шар
ДВЗ	–	двигун внутрішнього згорання
ЕРК	–	епітропний рідкий кристал
ЕРС	–	електрорушійна сила
ККД	–	коефіцієнт корисної дії
КШМ	–	кривошипно-шатунний механізм
МОД	–	малообертний двигун
НРК	–	нематичний рідкий кристал
ОВПШ	–	орієнтаційно впорядкований пристінний шар
ПАП	–	поверхнево-активна присадка
ПАР	–	поверхнево-активна речовина
ПНВТ	–	паливний насос високого тиску
ППП	–	подвійне променезаломлення
РК	–	рідкий кристал
СЕУ	–	суднова енергетична установка
ТС	–	трибологічна система
ЦПГ	–	циліндропоршнева група

## ВСТУП

**Актуальність теми дослідження.** Судна морського та внутрішнього водного транспорту є однією з важливих об'єктів у морегосподарському комплексі України. Експлуатація суден спрямована на отримання прибутку, який залежить від організації перевезень, вибору економічно вигідних і безпечних морських та/або річкових шляхів, забезпечення максимальної швидкості судна, збереженості та своєчасної доставки вантажів, комфортних умов праці екіпажу та відпочинку пасажирів, зниження витрат на паливно-мастильні матеріали. Підвищення ефективності експлуатації суден за рахунок зростання прибутку можна здійснити за двома напрямками: перший – збільшення доходів (підвищенням тарифів за надані послуги, збільшенням провізної спроможності засобу транспорту, скороченням терміну виконання транспортної послуги); другий – зниження транспортних витрат до мінімально неминучих.

Водночас створення умов для високоефективної експлуатації засобів транспорту повинно забезпечувати їх енергетичну ефективність, надійність роботи, підтримання екологічних вимог. Витратна частина транспортного процесу, який забезпечується завдяки експлуатації суднового пропульсивного комплексу (СПК), пов'язана з роботою технічних засобів судна; зростанням собівартості перевезень; незапланованим підвищенням ходового часу судна; збільшенням кількості баластних переходів, а також переходів з неповним завантаженням судна; додатковими витратами енергії (а отже, і палива) на компенсацію негативних внутрішніх та зовнішніх дій, які знижують швидкісні показники судна, при цьому кожний елемент СПК (корпус судна, рушій, валопровід, двигун) має власну структуру і розглядається як окрема система.

Невід'ємною частиною транспортної роботи є втрати енергії на подолання сил тертя, які відносно морських та річкових засобів транспорту виникають у двигуні, корпусі судна, рушії та валопроводі. При цьому частина цих втрат у загальному процесі енергоперетворення на судах (відповідно до I та II законів термодинаміки) відноситься до неминучих незворотних. Ці втрати неможливо обернути у рушійну силу СПК або у теплову енергію ні шляхом вдосконалення конструкції або профілю корпусу судна, ні шляхом підвищення корисної тяги гребного гвинта, ні шляхом оптимізації інерційних характеристик лінії передачі та валопроводу, ні шляхом вдосконалення робочого циклу, що здійснюється у двигуні. Мінімальний рівень цих втрат забезпечує максимальний пропульсивний коефіцієнт корисної дії (ККД) морського або річкового судна як засобу транспорту та зниження витрати палива на одиницю часу або пройденого шляху.

Більшість незворотних втрат складають механічні втрати в трибологічних системах (ТС): поршневі кільця – втулка циліндра, колінчастий вал – вкладиш підшипника, плунжер – втулка паливного насосу високого тиску (ПНВТ), а також втрати енергії, що пов'язані з інерцією елементів СПК, які здійснюють обертальний чи поступальний рух (у тому числі валопроводу та гвинта з приєднаною масою води) у яких підтримується необхідних режим мащення.

Це свідчить про наявність **нерозв'язаного науково-прикладного завдання** – забезпечення режимів мащення циліндрової групи судових двигунів внутрішнього згорання морських суден.

**Основною науковою гіпотезою дослідження** є теза про те, що підвищення ефективності технічної експлуатації морських та річкових засобів транспорту забезпечується організацією процесу мащення судових дизелів, що сприяє зниженню енергії на подолання сил тертя.

## 1. ОГЛЯД ОСНОВНИХ НАПРЯМКІВ ЗНИЖЕННЯ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ НА ПОДОЛАННЯ СИЛ ТЕРТЯ В СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ

Енергетичні комплекси морських і річкових засобів транспорту є багатокомпонентними структурними об'єктами, при цьому:

- їх функціонування починається з прийому на борт судна робочих рідин (палива, мастила, води);

- їх основним експлуатаційним завданням є перетворення потенційної енергії робочих рідин на корисну роботу, що забезпечує або рух судна, або вироблення теплової та електричної енергії;

- завершальним етапом їх виробничого циклу є видалення відпрацьованих газів і охолоджуючих рідин у навколишнє середовілля.

При цьому необхідно забезпечувати не тільки вимоги щодо отримання ефективної потужності і підтримки екологічних параметрів [1, 2], але й мінімальний рівень неминучих втрат під час перетворення вхідної енергії на корисну роботу.

### 1.1. Сучасні концепції розвитку судових дизелів

Основні енергетичні перетворення у функціональній схемі робочі речовини – тепловий двигун морських і річкових транспортних засобів – корисна робота відбуваються у разі забезпечення процесу трансформації теплотворної здатності палива (рідкого або газоподібного) в кінетичну енергію кривошипно-шатунного механізму (КШМ) і пов'язаних з ним споживачів енергії [3, 4].

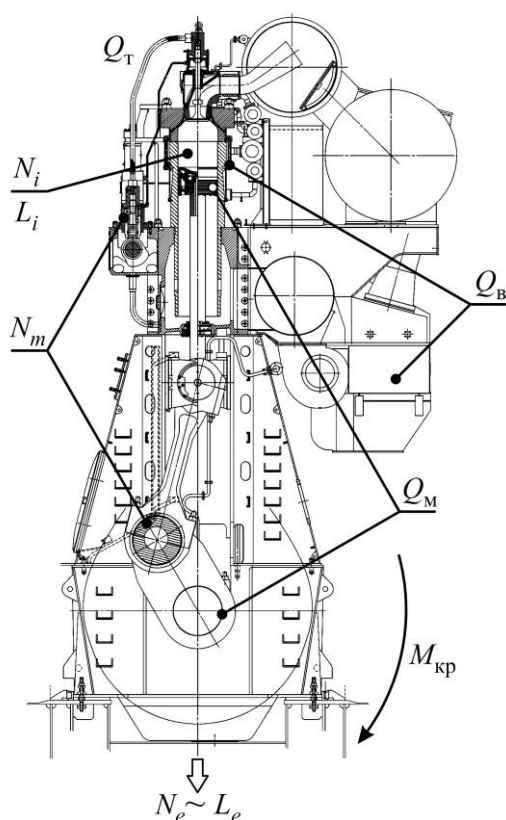
Тепловими двигунами суднових енергетичних установок (СЕУ) річкових і морських транспортних засобів є парові котли, газові турбіни і двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ). Причому саме ДВЗ на даний час отримали домінуюче поширення на всіх без винятку річкових і морських судах, незалежно від їх водотоннажності, типу і призначення. Провідні дизелебудівні концерни і фірми випускають судові дизелі в широкому діапазоні розмірів (з діаметром циліндра від 0,1 до 0,98 м), кількості циліндрів (від 4-х до 18-ти) і потужності (від 100 до майже 100000 кВт) [5].

Ефективність судового ДВЗ (як і будь-якого теплового двигуна) визначається коефіцієнтом корисної дії (ККД), що представляє відношення теплової енергії палива до корисної праці робочого циклу. Для сучасних ДВЗ значення їх ефективного ККД знаходиться в межах 50...52%. Таким чином, в корисну роботу трансформується тільки половина енергії, що утворюється під час згорання палива. Частина втраченої енергії можливо утилізувати, використовуючи судові утилізаційні комплекси (що включають в себе утилізаційні котли, утилізаційні турбогенератори, водоопріснювальні установки, теплообмінні апарати), проте значна частина енергії (в межах 10...20 %) являє собою неминучі втрати (пов'язані передусім з тертям і тепловими втратами в навколишнє середовище).

Функціонування судового ДВЗ не можливе без підведення до нього енергії з робочими рідинами:

- водою – для забезпечення процесу відведення теплоти від деталей циліндрової групи і системи наддуву;
- мастилом – для забезпечення процесів охолодження і змащування циліндропоршневої групи (ЦПГ) і деталей руху (підшипників, колінчастого і розподільного валів, механізмів газо-випускної системи);
- паливом – для процесу його згорання і подальшого розширення утворених при цьому газів.

Разом з цим безпосередньо на кінетичну енергію обертання колінчастого вала перетвориться тільки енергія, що підводиться з паливом у результаті його згоряння, а енергія, що підводиться з водою і мастилом, забезпечує перебіг цього процесу і подальше отримання корисної роботи. Схема енергетичних потоків, які підводяться до ДВЗ з паливом, водою і мастилом, показана на рис. 1.1.



$Q_T$  – теплота, еквівалентна теплотвірній здатності палива;  
 $Q_B, Q_M$  – теплота, відведена від робочого циліндра з водою і паливом;  
 $N_i, L_i$  – індикаторна потужність і індикаторна робота циклу в циліндрі ДВЗ;  
 $N_m$  – потужність механічних втрат;  
 $N_e, L_e$  – ефективна потужність і корисна робота на виході з ДВЗ;  
 $M_{кр}$  – крутний момент

Рис. 1.1. Основні вузли суднового дизеля, в яких виникають втрати енергії на подолання сил тертя

Численні контактні вузли судових ДВЗ є трибологічними системами (ТС), що зв'язують зовнішні впливи і корисну роботу. Під зовнішнім впливом, за допомогою якого до ТС надходить енергія, мається на увазі комплекс полів механічних сил, хімічних реакцій і теплових полів. При цьому перетворення енергії відбувається за рахунок:

- кінетичної дії (швидкість лінійного переміщення, частота обертання) [6];
- динамічного впливу (тиск у разі переміщення або зміни агрегатного стану робочих речовин, швидкість поширення акустичних і гідродинамічних хвиль) [10];
- теплового впливу (зміна градієнта температур робочих речовин і теплових потоків) [8,9].

З огляду на те що, наслідком кінетичного і динамічного впливів на ТС є надходження в неї механічної енергії, а результатом теплового впливу – збільшення теплової енергії, зовнішні впливи мають енергетичний характер.

Концепції розвитку виробництва ДВЗ провідних концернів, таких як MAN-Diesel & Turbo, Wartsila-Sulzer, Mitsubishi Heavy Industries, зводяться до збільшення циліндрової потужності, підвищення відношення ходу поршня до діаметру циліндра, збільшення ступеня наддуву дизеля [10, 11]. Однак, збільшення потужних показників судових ДВЗ має і негативний бік, зокрема це призводить до підвищення теплової та динамічної напруженості в основних деталях ДВЗ, що може сприяти зростанню механічних втрат [12, 13].

Суднові ДВЗ є найпоширенішими типами теплових машин, що перетворюють енергію рідкого палива на 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 будівництву суден підвищеного тоннажу, на яких в якості ГД встановлюють малообертові двигуни (МОД), що працюють за двотактним циклом і передають свою корисну потужність на гвинт фіксованого кроку.

Потужність судових дизелів визначається за виразом

$$N_{e_{ном}} = \frac{V_s z i n}{60} p_e,$$

де  $V_s = \frac{\pi D^2}{4} S$  – робочий об'єм циліндра ( $D$  – діаметр циліндра,  $S$  – хід поршня);

$z$  – коефіцієнт тактності;

$i$  – кількість циліндрів;

$n$  – частота обертання колінчастого вала,

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

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 змащення циліндропоршневої групи, площа поверхні якої (у 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  $S_{пов}=2,72$  м<sup>2</sup>, а для відповідного йому сучасного дизеля G60ME-C Mk9 ( $D=0,6$  м,  $S=2,79$  м)  $S_{пов}=5,26$  м<sup>2</sup>. При цьому кількість точок циліндрового змазування (кількість плунжерів лубрикатора, розташованих у втулці циліндра) залишається незмінною. Одночасно зі збільшенням ходу поршня у сучасних дизелів підвищені значення всіх показників робочого

циклу, зокрема тиск наддувочного повітря  $p_s$  (з яким свіже повітря надходить до циліндру) і тиск у кінці згоряння  $p_z$ , що також негативно впливає на стан тонкого масляного шару, що знаходиться на дзеркалі циліндрової втулки

Зокрема судові МОД з підвищеним відношенням ходу поршня до діаметру циліндра (довгоходові дизелі) характеризуються великим ходом розширення з тією же кількістю змін напрямку руху поршня. При цьому система циліндрового мащення повинна забезпечити наявність мастильної плівки на більшій площі втулки циліндра.

Проведений нами аналіз основних проблем застосування циліндрових мастил у долгоходових МОД і шляхи їх вирішення показані в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Використання мастил для мащення ЦПГ долгоходових МОД

Проблема	Шлях вирішення	Засоби вирішення
Збільшена площа мащення	Поліпшення розтічності мастила; поліпшення змочуваності металу	Базове мастило і присадки
Збільшення тиску на поршневі кільця	Збільшення міцності і товщини масляної плівки	Базове мастило і присадки
Великий час контакту з полум'ям і газами під час згоряння	Висока термічна стабільність	Базове мастило і присадки
Тенденція до корозійного зносу	Більш висока швидкість нейтралізації кислоти	Присадки
Тенденція до зростання вуглецевих відкладень	Високий рівень миючих властивостей (детергентні)	Присадки

Аналіз сучасних тенденцій розвитку МОД показує, що для забезпечення необхідної довготривалості та надійності сучасних двигунів до циліндрового мастила висуваються особливі вимоги, багато в чому більш жорсткі, ніж ті, яких потребували МОД попередніх моделей [14]. 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 оберт колінчастого вала, при цьому площа мащення поверхні становить до  $10 \text{ м}^2$ , а хід поршня до 4,5 м. Ці властивості повинні забезпечувати рівномірність розподілу мастила втулкою циліндра. У довгоходові МОД збільшено порівняно зі звичайними МОД час знаходження масляної плівки до її поновлення на поверхні втулки, в результаті чого мастило повинне витримувати більшу термічну навантаження.

Одним з найважливіших завдань є забезпечення товщини і міцності мастильної плівки в умовах низьких швидкостей поршня, наприклад, під час руху суден на економічних ходах, що досить широко поширене в сучасному судноплаванні [15].

Висока потужність, яка припадає на одиницю робочого об'єму циліндрів сучасних МОД, дає велике тепловиділення, значна частка якого сприймається масляною плівкою [16]. При недостатній термічній і окислювальній стабільності мастила створюються передумови для підвищення нагароутворення в зоні поршневих кілець, що знижує ресурс між перебіраннями ЦПГ. Тому мастило повинне мати достатній ступінь детергентності (миючих властивостей) і високу термоокислювальну стабільність.

## 1.2. Аналіз основних напрямків забезпечення режимів мащення суднових двигунів внутрішнього згорання

Конструкційні та технологічні заходи, що забезпечують необхідні режими мащення суднових дизелів під час експлуатації морських та річкових засобів транспорту (як, безпосередньо морського судна, та і судового ДВЗ), розглядалися в різних роботах.

Основними вузлами, в яких відбуваються контактні взаємодії в ДВЗ засобів транспорту, є:

- ЦПГ (забезпечує передачу кінетичної енергії газів у поступальне переміщення поршня);
- підшипники КШМ (забезпечують перетворення поступального руху поршня на обертальний рух вала);
- кінематично пов'язані з КШМ елементи (ланцюгові і шестеренні передачі, розподільний вал, паливна апаратура високого тиску, пристрої газовипуску).

Зниження енергетичних втрат в ЦПГ і КШМ забезпечується шляхом створення гідродинамічного режиму змащування між поршневыми кільцями і втулкою циліндра, а також у мотильових і рамових підшипниках ковзання, що з'єднують кінематичну систему поршень – шатун – колінчастий вал. При цьому в підшипниках ковзання відбувається повне розділення поверхонь тертя масляним шаром, за рахунок ротаційного затягування мастильного матеріалу між валом і вкладишем підшипника і утворення несучого шару.

Підвищення надійності утворення несучого шару в трібосполученні вал – вкладиш може бути забезпечено шляхом використання гідростатичних підшипників, у яких поділ поверхонь тертя здійснюється в результаті подачі до них мастильного матеріалу під зовнішнім тиском, незалежно знаходяться ці поверхні в русі або в стані спокою [17, 18].

Основними мастильними матеріалами, що забезпечують поділ контактних поверхонь підшипникових вузлів (і тим самим знижують енергетичні втрати в цьому з'єднанні), є мінеральні та синтетичні мастила. При цьому для теплових двигунів СЕУ найбільшого поширення набули мінеральні мастила, до складу яких додаються різні присадки, що покращують експлуатаційні властивості і функціональні можливості базових мастил [19, 20]. Однак, використання систем змащування, що сприяють зниженню втрат енергії в КШМ, пов'язане з розв'язанням додаткових

завдань, спрямованих на забезпечення екологічної та пожежної безпеки, а також на підтримку в необхідному діапазоні бракувальних показників мастильних матеріалів [21-23]. Це призводить до необхідності включення до складу систем змащування спеціального обладнання,

Аналіз досвіду проектування й експлуатації судових дизелів показує, що їх вдосконалення доцільно вести в наступних напрямках:

- підвищення стійкості роботи деталей КШМ (в трибологічній системі поршневі кільця – мастильний матеріал – втулка циліндра) і підшипників руху (мотильових і рамових, що працюють у режимі гідродинамічного, а особливо граничного мащення) [24-26];

- зниження втрат енергії за рахунок підвищення пружнодемпфуючих властивостей мастильного матеріалу, що забезпечує процеси мащення і охолодження КШМ і підшипників, а також працездатний стан колінчастого вала і лінії валопроводу [27, 28];

- мінімізація гідравлічних втрат і контактних навантажень у паливній апаратурі високого тиску [29, 30];

- підвищення ресурсу контактних поверхонь основних трібосполучень дизеля, вала і гребного гвинта [31, 32];

- розвиток методів діагностики технічного стану вузлів і деталей дизеля, а також функціональних характеристик робочих рідин, що забезпечують отримання корисної роботи [33];

- удосконалення методів, що сприяють зниженню термічних і динамічних навантажень на рухомі і нерухомі деталі дизеля і валопроводу.

Експериментальні дослідження в цьому напрямку ускладнюються неминучістю проведення теплотехнічного контролю практично всіх основних конструкційних вузлів двигуна, а також необхідністю врахування великого діапазону зміни зовнішніх температурних режимів. Тому, для розробки достовірних методик оцінки процесу енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами доцільно використовувати

аналітичні методи, які дають можливість отримати розрахункові значення не прямих показників енергоефективності (теплових потоків в комплексі теплотворна здатність палива – ефективне тепловиділення в робочому циклі), а непрямих параметрів використання енергії (корисної потужності і втрат на тертя). При цьому дані аналітичні методи повинні враховувати особливості стану робочих рідин (палива і мастила).

### 1.3. Висновки за розділом 1

1. Недостатнє наукове обґрунтування положень щодо забезпечення режимів мащення суднових дизелів вимагає узагальнення та подальшого розвитку методології наукового дослідження у цьому напрямку.

2. Експлуатація робочих рідин (палива і мастила) неминуча пов'язана зі зміною їх структурних характеристик, відхилення яких від допустимих меж призводить до підвищення рівня контактних взаємодій і може сприяти виникненню аварійних ситуацій і знижує надійність роботи пропульсивного комплексу річкового або морського засобу транспорту.

4. Існуюче різноманіття реологічних моделей, що описують поведінку мастильного матеріалу, не враховує особливості теплових і енергетичних потоків, що виникають в енергетичних установках річкових і морських засобах транспорту, і тому вимагає додаткового вивчення з метою розробки оптимального критерію, якій найбільш повно визначає рівень мінімально неминучих необертних втрат енергії.

Наведені факти підкреслюють доцільність досліджень, результати яких забезпечать управління процесами мащення суднових дизелів.

## 2. МЕТОДОЛОГІЯ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІНІМАЛЬНО НЕМИНУЧИХ НЕЗВОРОТНИХ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОРСЬКИХ І РІЧКОВИХ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

### 2.1. Обґрунтування вибору напрямку наукового дослідження

Дисертаційне дослідження відноситься до галузі функціонального і структурного аналізу суднової енергетичної установки, зокрема процесів перетворення потенційної енергії робочих речовин на кінетичну енергію кривошипно-шатунного механізму і пов'язаних з ним споживачів енергії із одночасним забезпеченням необхідного рівня мінімально неминучих незворотних втрат енергії.

У роботі відомого українського вченого І.І. Крінецького [34], присвяченій процесам наукових досліджень, визначено головний методологічний принцип наукового дослідження: «...щоб уникнути однобічності в дослідженні об'єкта, необхідно врахувати всі суттєві сторони і зв'язки предмета...». Дане висловлювання червоною ниткою проходить від часу наукових досягнень професора Крінецького І.І. до сучасної дійсності й актуальне на даний час, тому що під нього повністю підпадають сучасні вимоги в категоріях «об'єкт дослідження» і «предмет дослідження». Ним же стверджувалося «...для того, щоб визначити тему і напрям наукових досліджень, необхідно використовувати наукові прогнози – передбачення...».

З огляду на дані висловлювання, вибір напрямку наукового дослідження заснований на проведеній експертній оцінці можливих варіантів розв'язання завдання забезпечення мінімально неминучих незворотних втрат енергії при отриманні корисної роботи в суднових енергетичних установках за наступними критеріями:

- актуальність;

- наукова новизна;
- економічна ефективність;
- можливість використання в умовах морського судна;
- відповідність паспорту спеціальності, а також основним напрямкам наукової спеціальності і наукової школи.

У випадках надзвичайної складності проблеми, її новизни, недостатності наявної інформації, неможливості математичної формалізації процесу розв'язання доводиться виконувати комплексне оцінювання можливих варіантів її розв'язування.

Такий розв'язок завдання, заснований на аргументації, формуванні кількісних оцінок, обробці останніх формальними методами дістав назву методу експертних оцінок.

Можливість використання експертних оцінок, обґрунтування їх об'єктивності зазвичай базується на тому, що невідома характеристика досліджуваного явища трактується як випадкова величина, відображенням закону розподілу якої є індивідуальна оцінка фахівця-експерта щодо достовірності та значущості тієї чи іншої події. Разом з цим передбачається, що справжнє значення досліджуваної характеристики знаходиться всередині діапазону експертних оцінок

$$p \in P \text{ (де } P = \{p_1, p_2, \dots, p_n\},$$

де  $p$  – репрезентативна вибірка, одержуваних від групи експертів, і що узагальнена колективна думка є достовірною.

Оцінка напрямків наукового дослідження здійснена за вказаними вище показниками і відображена в таблиці 2.1, де позитивній оцінці відповідає знак «+», а негативній знак «-».

Таблиця 2.1. Використання методу експертних оцінок для визначення варіантів розв'язання завдання зниження втрат енергії на подолання сил тертя в судових дизелях

Варіант розв'язання поставленого завдання	критерії					
	актуальність	наукова новизна	економічна ефективність	можливість використання в умовах морського судна	відповідність паспорту спеціальності	сума балів
1. Технологічне вдосконалення систем змащування	-	+	+	+	-	3
2. Технологічне вдосконалення елементів конструкції ДВЗ СЕУ	-	+	+	-	-	2
3. Розробка та застосування нових мастильних матеріалів	+	+	-	+	-	3
4. Удосконалення систем підготовки і використання палива	+	+	-	+	+	4
5. Удосконалення теоретичного опису і розробка практичних рекомендацій щодо забезпечення режимів мащення судових дизелів	+	+	+	+	+	5

Виконана експертна оцінка значимості досліджень щодо технологічного вдосконалення систем змащування показала, що на сучасному етапі розвитку судових ДВЗ СЕУ і їхніх систем змащування даний варіант розв'язання поставленого завдання всебічно вивчений і не є актуальним.

Технологічне вдосконалення елементів конструкції ДВЗ СЕУ на даний час також досягло свого максимуму, а окремі варіанти розв'язання цього

завдання створюються не для суднової енергетики, а для автомобільного та залізничного транспорту.

Оцінка значущості варіанту, пов'язаного з розробкою і застосуванням нових мастильних матеріалів, не підтверджується його економічною ефективністю, у зв'язку з тривалістю етапів його впровадження.

Крім того, названі варіанти не відповідають паспорту спеціальності, основними напрямками наукової спеціальності і наукової школи.

Експертні оцінки значущості вдосконалення систем підготовки і використання палива показали, що в основному всі оцінювані критерії мають позитивну оцінку, проте економічна ефективність даного варіанту зараз ще не може бути забезпечена через необхідність масштабних конструктивних перетворень систем СЕУ.

За результатами експертних оцінок найбільш оптимальним і доцільним слід визнати спосіб удосконалення теоретичного опису і розробки практичних рекомендацій щодо зниження мінімально неминучих незворотних втрат за рахунок підтримки реологічних характеристик робочих рідин (мастила і палива), що забезпечують функціонування енергетичних установок річкових і морських транспортних засобів, в зв'язку з цим саме на його розвиток спрямоване наукове дослідження і тема дисертації.

З огляду на обраний напрям наукового дослідження, а також на підставі результатів аналізу інформаційного пошуку, виконаного в першому розділі, була визначена тема наукового дослідження – забезпечення режимів мащення двигунів енергетичних установок, що використовуються на судах морського транспорту.

## 2.2. Обґрунтування мети і завдань дослідження

Необхідність оптимізації процесу перетворення енергії на судах з мінімально неминучими незворотними втратами визначає запит практики, пов'язаний з необхідністю забезпечення необхідного рівня мінімально неминучих незворотних втрат енергії, а також на підвищення енергетичної ефективності судового пропульсивного комплексу.

**Мета дослідження** – підвищення ефективності технічної експлуатації засобів морського та внутрішнього водного транспорту.

**Основною науковою гіпотезою дослідження** є теза про те, що підвищення ефективності технічної експлуатації засобів морського та внутрішнього водного транспорту забезпечується зниженням втрат енергії на подолання сил тертя в судових дизелях.

**Об'єкт дослідження** – процес експлуатація судових двигунів внутрішнього згоряння.

**Предмет дослідження** – механічні втрати у судовому двигуні внутрішнього згоряння.

## 2.3. Системний підхід до розробки технологічної карти наукового дослідження

У науковій літературі пропонуються різні визначення поняття «система». Найбільш просте визначення складної системи наведено в роботі [35], у якій система вважається складною, якщо вона складається з великого числа взаємопов'язаних і взаємодіючих між собою елементів. Для технічних систем більш прийнятне і зрозуміле трактування запропоноване в роботі [36].

Його зміст зводиться до того, що будь-яку систему можна описати або як деяке перетворення вхідних впливів у вихідні величини, або з позиції досягнення певної мети.

Суднові технічні засоби доцільно розглядати як елементи складної системи, що представляє собою комплекс функціонально взаємопов'язаного енергетичного обладнання. Внутрішні зв'язки СЕУ забезпечують взаємодію окремих її елементів, а сукупність функціонально пов'язаних елементів утворює структуру СЕУ. Процес перетворення теплотворної здатності палива на корисну роботу забезпечується внутрішніми зв'язками СЕУ: триботехнічними характеристиками деталей ДВЗ, реологічними характеристиками мастильного матеріалу, тепловими і механічними втратами і низкою інших факторів. Крім внутрішніх зв'язків, на СЕУ та її елементи впливають зв'язки зовнішнього рівня: гідродинамічні характеристики пропульсивного комплексу, екологічні обмеження, експлуатаційні характеристики транспортного засобу. Це означає, що СЕУ є підсистемою морського або річкового судна. У свою чергу, судно як засіб транспорту в комплексі з СЕУ знаходиться у взаємодії з навколишнім середовищем, представленим зовнішніми змінними факторами, які в тій чи іншій ситуації впливають на стан системи «судно», а також її підсистеми «СЕУ» і елементів, що до неї входять. За характером взаємодії з довкіллям як система «судно», так і система «СЕУ» відносяться до відкритих (незамкнених) систем, у яких в процесі функціонування відбувається введення і виведення енергії і речовини, які в тій чи іншій ситуації впливають на стан системи «судно», а також її підсистеми «СЕУ» і елементів, що входять до неї.

Розв'язання завдання із забезпечення процесу енергоперетворення з мінімально неминучими незворотними втратами можна було б реалізувати, сформулювавши єдине математичне оптимізаційне завдання з критерієм, що характеризує здатність системи до функціонування за призначенням і

обмеженнями, що відображають вимоги до річкового або морського транспортного засобу. У математичному відношенні це була б екстремальне завдання з невідомими дискретного і безперервного характеру.

Поки не існує ефективних методів розв'язання подібних оптимізаційних завдань, що відрізняються найбільш загальним характером функцій і невідомих. Реальним уявляється розв'язання ряду частинних оптимізаційних завдань, що передбачає узгодження впливу зовнішніх зв'язків на кожній ділянці послідовних наближень. Це, по суті, розчленовування єдиного завдання на складові в процесі узгодженого розв'язання завдань внутрішнього і зовнішнього рівня. У дисертаційному дослідженні використано головний принцип оптимізації подібних завдань – пошук комплексних розв'язань, що забезпечують досягнення найвищої ефективності системи і виконання численних, у тому числі і суперечливих, вимог до її якостей.

Для технічних систем річкових і морських транспортних засобів можливе використання наступного визначення: «система – це сукупність елементів і зв'язків, здатних перетворити вхідні впливу на вихідні величини для досягнення поставленої мети» [35].

З огляду на фундаментальні принципи системного аналізу [29], замкнений цикл наукового дослідження системно поданий у вигляді технологічної карти дослідження, наведеної на рис. 2.1.

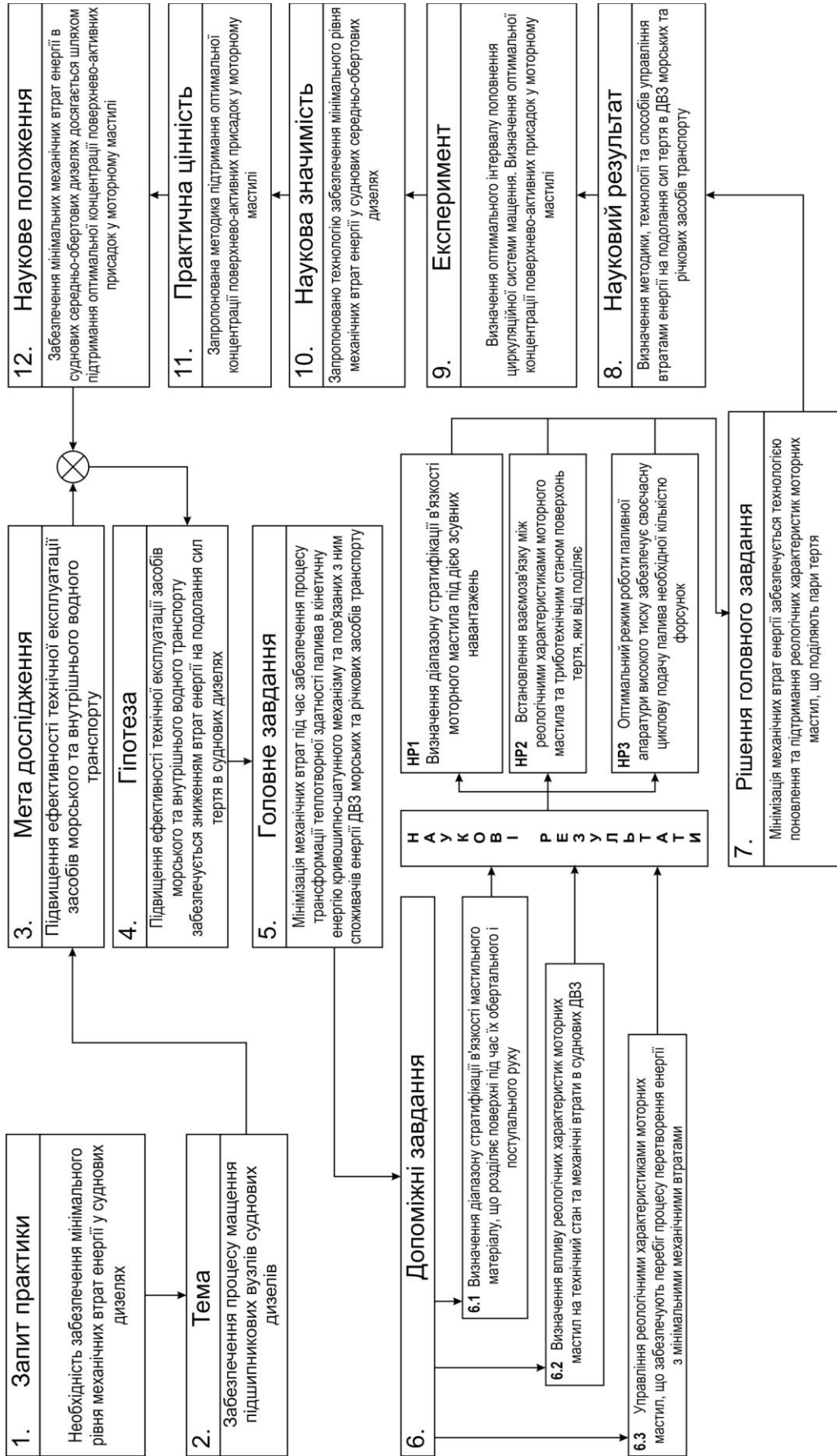


Рис. 2.1. Технологічна карта дослідження

## 2.6. Висновки за розділом 2

1. Метою дослідження є підвищення ефективності технічної експлуатації засобів морського та внутрішнього водного транспорту.

2. Об'єкт дослідження – процес експлуатація суднових двигунів внутрішнього згоряння.

3. Предмет дослідження – механічні втрати у судовому двигунів внутрішнього згоряння.

### 3. ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО СПОСОБУ ЗНИЖЕННЯ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ НА ПОДОЛАННЯ СИЛ ТЕРТЯ В СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ

#### 3.1. Технології зниження механічних втрат в судових дизелях

Механічні втрати, що розглядаються в теорії ДВЗ як незворотна частина енергії, що підводиться під час згоряння палива на подолання внутрішнього і зовнішнього тертя в рухомих поєднаннях і механізмах, складають значну частку в енергетичному балансі двигуна. На номінальному режимі роботи механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) у більшості дизелів, що серійно випускаються, рідко перевищує 92 ... 93,5 %. Розвиток ДВЗ супроводжують негативні з трибологічної точки зору фактори: більший рівень навантаження, швидкостей згоряння та температури та відповідні їм втрати механічної (через виникнення контактних взаємодій та сил тертя) та теплової (через обов'язкове мащення та охолодження деталей дизеля) енергії. Найбільший рівень механічних втрат у ДВЗ припадає на трибосистему, що включає взаємодію між поршневими кільцями та циліндром. Зростання циліндрової потужності внаслідок форсування судових дизелів призводить до зростання механічної та температурної напруги в деталях циліндропоршневої групи (ЦПГ), у тому числі і у втулці циліндра.

Досягнуті до теперішнього часу значення технічного рівня сучасних і перспективних судових дизелів базуються на високих і надвисоких значеннях показників робочого процесу, конструктивних і технологічних рішеннях щодо елементів остова, ЦПГ, системи паливоподачі та за застосовуваними матеріалами [37]. Такий підхід зумовлює високий рівень витрат на дослідження, проектування та виробництво дизелів і є характерним для принципово нових машин, а досягнуті показники, по суті, є граничними на значну перспективу через конструктивні, технологічні, матеріалознавчі та економічні обмеження. У зв'язку з цим дуже раціональним є напрям

поліпшення функціональних показників, що базується на впровадженні у виробництво серійних або модернізованих двигунів відомих або нових технічних рішень.

Найбільш перспективними або поширеними технологічними методами зниження втрат енергії на подолання сил тертя є:

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

формування оптимальних параметрів макро- та мікроструктури поверхні методом хонінгування;

лазерне загартування робочої поверхні;

нанесення антифрикційних покриттів полум'яним напиленням та гальванічним хромуванням;

формування зносостійких тонкоплівкових покриттів шляхом використання триботехнічних матеріалів [37].

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

### 3.2. Визначення якісних і кількісних характеристик мастильних шарів, що забезпечують процес зниження механічних втрат в суднових дизелях

Відмінність від нуля орієнтаційного параметра порядку  $S$  в діапазоні товщини орієнтаційно впорядкованих пристених шарів (ОВПШ) мастила призводить до анізотрії оптичних характеристик (зокрема коефіцієнта заломлення світла, що проходить через ізотропну  $n_{iso}$  фазу і граничний шар

$n_{\text{тр}}$ ), що обумовлює ненульові значення  $\Delta n = n_{\text{iso}} - n_{\text{тр}}$  і підвищення коефіцієнта в'язкості для аліфатичних рідин, що складаються з довголанцюгових молекул, до яких відносяться вуглеводневі технічні рідини (моторне мастило і паливо). Так відомо [38], що інфрачервоні спектри поглинання моторних мастил в тонких прошарках мають яскраво виражені особливості порівняно з обсягом, що може бути пов'язано з ефектами димеризації (тобто об'єднання двох молекул в один кластер), які зазвичай пов'язані з орієнтаційним упорядкуванням поблизу підкладки. Методами вимірювання подвійного променепереломлення було встановлено, що поблизу кварцових і металевих підкладок моторні мастила проявляють здатність формування ОВПШ, причому товщина таких шарів досягає 8...12 мкм, що суттєво вище, ніж для ОВПШ, що складаються з ароматичних молекул. Тип орієнтації молекул залежить від способу модифікації поверхні підкладок, проте переважно (у 85...90% випадків) молекули моторних мастил в ГЗШ розташовуються гомеотропно поверхні [39].

Під час експериментальних досліджень оптичним методом дихроїзма поглинання виконувалося вивчення залежності оптичної щільності  $D$  від товщини прошарку мастильного шару, що дозволяє оцінити просторову межу ОВПШ –  $d_s$  і ступінь його орієнтаційної впорядкованості, яка характеризується величиною скалярного параметра порядку  $S$ .

Контроль зміни даного параметра виконувався на установці, схема якої показана на рис. 3.1.

Від джерела світла 2 світловий промінь фокусувався лінзою 1 і паралельним пучком прямував через поляризатор 3 в обсяг досліджуваної рідини 5. Для здійснення процедури сканування граничного шару за товщиною використовувалася клиноподібна кювету 4, виконана з полірованого кварцового скла. Обсяг кювети заповнювався досліджуваною рідиною, молекули якої поблизу кварцової поверхні формували граничний шар з упорядкованою структурою молекул. Під час експерименту кювета

переміщалася в напрямку, перпендикулярному напрямку падаючого світла. Інтенсивність світла, що проходить, фіксувалася за допомогою фотоелектронного пристрою 6 і передавалася на персональний комп'ютер 7 [40].

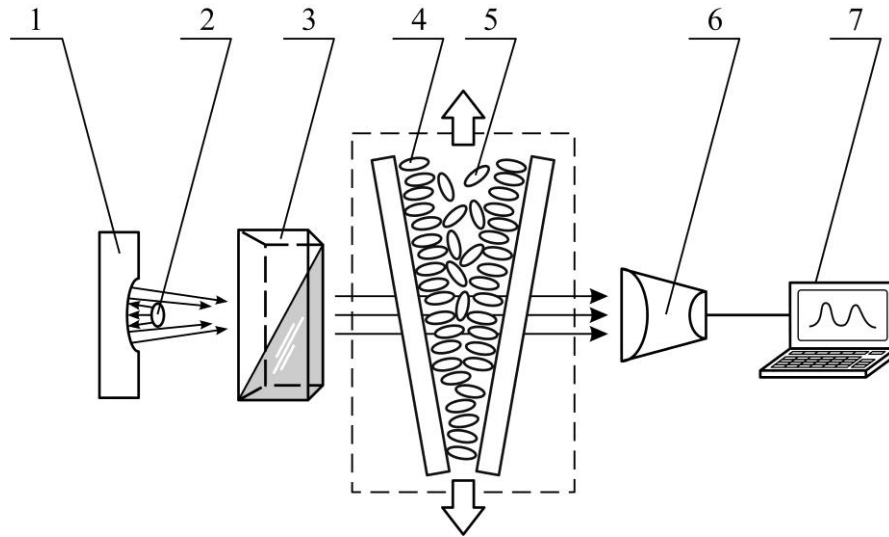


Рис. 3.1. Схема установки для визначення анізотропії оптичних характеристик граничного шару мастила:

1 – лінза, що фокусує; 2 – джерело світла; 3 – поляризатор; 4 – клиноподібна кювета; 5 – досліджувана рідина; 6 – фотоелектронний пристрій;  
7 – персональний комп'ютер

Дослідження проводилися для наступних судових моторних мастил:

- Castrol Vection 15W-40, Shell Rimula R4X (використовуються в системі циркуляційного мащення судового дизеля Volvo Penta TMDA 163A);
- Castrol TLX PLUS 404, Shell Navigo Tereо 40/40 (використовуються в системі циркуляційного мащення судового дизеля MAN-B&W V32/40), характеристики яких наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. Основні характеристики моторних мастил, що використовуються при проведенні експерименту

Параметр, розмірність	Марки моторного мастила			
	Castrol TLX PLUS 404	Shell Navigo Терео 40/40	Castrol Vection 15W-40	Shell Rimula R4X 15W40
Клас SAE	40	40	15	15
Густина при 15°C, кг/м <sup>3</sup>	915	915	910	906
Кінематична в'язкість при 40°C, сСт	149	142	96	95
Кінематична в'язкість при 100°C, сСт	15,16	14,17	13,66	12,93
Температура спалаху, °C	220	225	222	218
Температура застигання, °C	-16	-14	-14	-18
Загальне лужне число, мгКОН/г	35,5	37,4	10,2	10,3

Таблиця 3.2. Характеристики орієнтаційно впорядкованих ГЗШ моторних мастил

Марка моторного мастила	Характеристика	
	Параметр порядку, $S$	Товщина ГЗШ, $d_s$ , мкм
Shell Rimula R4X 15W40	0,58...0,59	14,7...15,0
Castrol Vection 15W40	0,63...0,64	17,1...17,5
Shell NavigoТерео 40/40	0,48...0,49	13,7...14,1
Castrol TLX PLUS 404	0,55...0,56	16,0...16,3

Паралельно з лабораторними дослідженнями за визначенням характеристик ОВПШ, проводилися експерименти на суднових дизелях Volvo Penta TMDA 163A, експлуатація яких виконувалася з використанням моторних мастил Castrol Vection 15W40 і Shell Rimula R4X 15W40. Обидва сорти моторних мастил відносяться до рекомендованих фірмою-виробником для експлуатації дизелів. До складу СЕУ входило два названих дизеля, кожен обладнаний автономною мастильною системою, що дозволяло в кожному з них використовувати різні моторні мастила (Castrol Vection 15W40 і Shell Rimula R4X 15W40). Дизелі перед початком експерименту мали співрозмірний період експлуатації, однаковий технічний стан основних контактних вузлів (колінчастого вала, вкладишів підшипників, паливної апаратури) і експлуатувалися на однакових навантаженнях (з неузгодженістю не більше  $\pm 2,5\%$ ). Це дозволяло зробити висновок про їх ідентичності один одному.

Як критерій, за допомогою якого можливо оцінити відмінності в експлуатаційних параметрах дизелів під час їх роботи на моторних мастилах, що характеризуються різними значеннями параметра порядку і товщини ОВПШ, приймався закид частоти обертання при зміні навантаження. Вимірювання частоти обертання виконувалося за допомогою електронного тахометра (встановленого на блоці управління дизелем), який додатково з'єднувався з портативним осцилографом. Вимірювання виконувалися для пускового режиму (як найбільш динамічно навантаженого) і для різних режимів зміни навантаження. При цьому результати досліджень наведені на рис. 3.2.

Результати, наведені на рис. 3.2, свідчать про зниження вібрації в парі тертя вал – вкладиш при пускових режимах дизеля, що забезпечує більш низький рівень втрат на тертя в даній трибологічній системі.

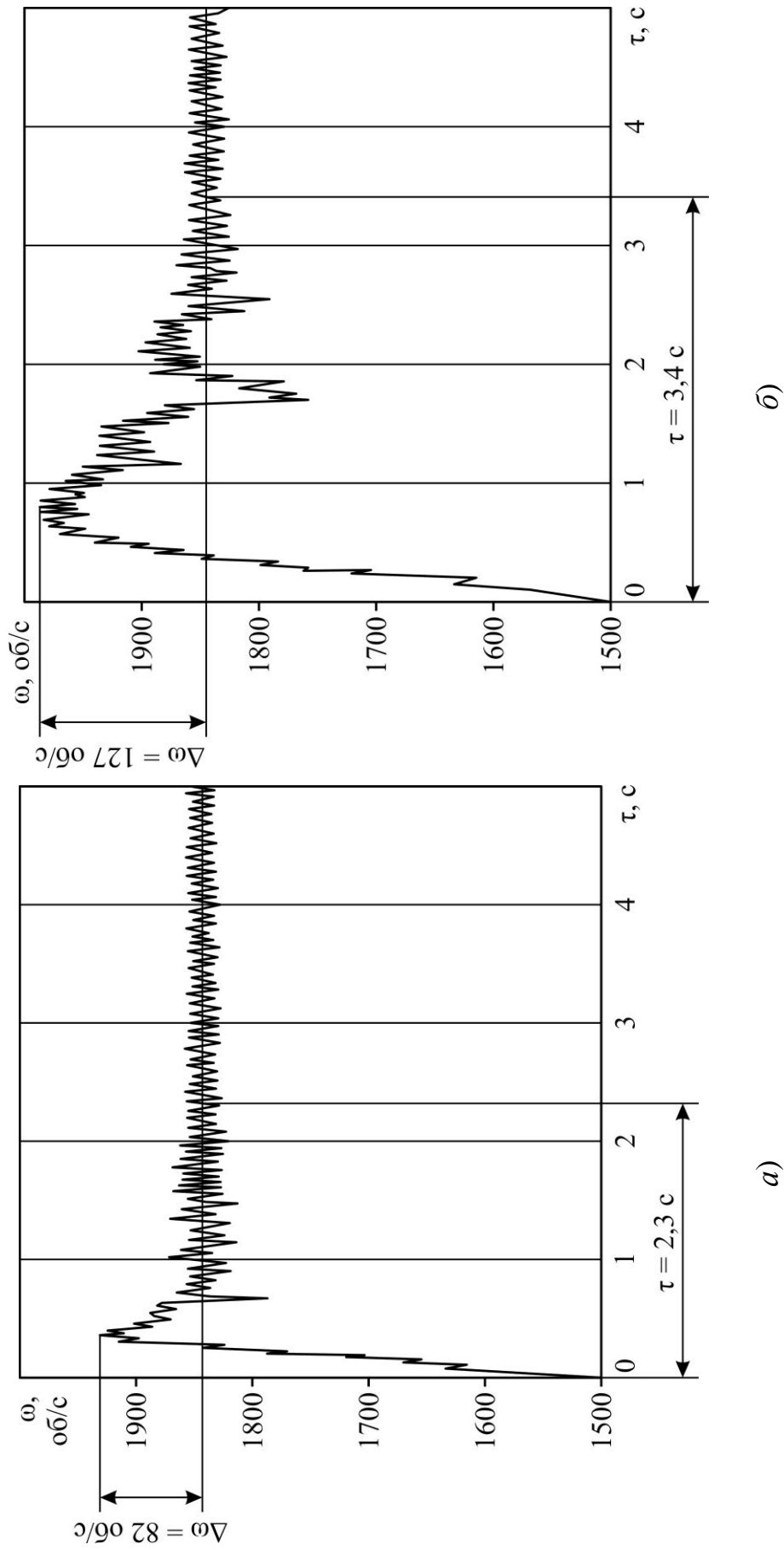


Рис. 3.2. Зміна частоти обертання суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A при пусковому режимі:

а) із використанням моторного мастила Castrol Vection 15W40 ( $S=0,63...0,64$ ,  $d_s=17,1...17,5$  мкм);

б) із використанням моторного мастила Shell Rimula R4X 15W40 ( $S=0,58...0,59$ ,  $d_s=14,7...15,0$  мкм)

Працездатність будь якої динамічної системи (в тому числі трибологічній: вал – мастильний шар – вкладиш і кінематичної: ЦПГ – КШМ – споживач енергії) визначається її стійкістю.

Оцінка динамічної стійкості роботи ДВЗ, а також якості перехідних процесів зі зміною зовнішнього навантаження може бути виконана за закиду частоти обертання.

З цією метою на двох дизелях Volvo Penta TMDA 163A проводилось вимірювання (за допомогою зазначених вище тахометра і портативного осцилографа) частоти обертання при рівнорозмірних змінах навантаження. Один з дизелів експлуатувався на моторному мастилі Castrol Vecton 15W40 (параметр порядку  $S=0,63...0,64$ , товщина ОВПШ  $d_s=17,1...17,5$  мкм), інший – на моторному мастилі Shell Rimula R4X 15W40 (параметр порядку  $S=0,58...0,59$ , товщина ОВПШ  $d_s=14,7...15,0$  мкм).

Аналізуючи наведені результати, можна зробити наступні висновки. Моторні мастила, які характеризуються більш високим ступенем порядку молекул в ГЗШ, забезпечують перебіг перехідних динамічних процесів із меншим закидом частоти обертання і меншим часом перехідного процесу. Це зумовлюється тим, що подібні моторні мастила мають більший рівень орієнтаційної впорядкованості молекул ОВПШ, що сприяє збільшенню пружнодемпфуючих властивостей ГЗШ і підвищенню асимптотичної стійкості колінчастого вала як об'єкта регулювання частоти обертання.

### 3.3. Визначення впливу структурних характеристик моторного мастила на втрат енергії на подолання сил тертя

Подальші дослідження виконувались на судових середньообертових дизелях Volvo Penta TMDA 163A (з номінальною потужністю 480 кВт та

частотою обертання  $1500 \text{ хв}^{-1}$ ), що у кількості двох штук входили до складу енергетичної установки спеціалізованого судна дедвейтом 10850 тонн, виконували функції допоміжних дизелів та забезпечували потреби судна в електричної енергії.

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

Як ПАР використовувалась присадка, дисперсним середовищем якої було мінеральне мастило (здатне до змішування з іншими мастилами подібного походження), дисперсними компонентами, що забезпечують зниження контактних напружень та сил тертя, – солі міді та олеїнова кислота. ПАР додавалась до моторного мастила шляхом поступового дозування в загальний обсяг циркуляційної системи мащення. Оптимальний вміст ПАР визначався попередніми дослідженнями, шляхом вивчення структурних характеристик моторного мастила з розчиненої в її обсязі присадкою [41].

Кожен з двигунів мав автономну систему мащення і передавав потужність на свій генератор. Це дозволяло виконувати одночасні випробування для різних умов експлуатації дизелів. Один з дизелів експлуатувався з використанням в циркуляційної системі мащення моторного мастила без додавання присадки, інший – з використанням моторного мастила до обсягу якого додавалась присадка з оптимальним вмістом [42, 43].

Обидва дизеля під час проведення випробувань експлуатувалися на однакових навантаженнях, що досягалось шляхом підключення різних груп споживачів енергії. Навантаження на дизелі змінювалось в діапазоні

$(0,35 \dots 0,8)N_{\text{НОМ}}$  з відхиленням, що не перевищує  $\pm(1,5 \dots 2,5) \%$ . Як паливо в усіх дизелях використовувалося паливо ДМВ (з в'язкістю 6 сСт і вмістом сірки 0,08 %). Як моторне мастило – малолужне моторне мастило з Castrol TPL 303, призначене для тронкових двигунів під час їх роботи на паливі з в'язкістю до 180 сСт. Основним завданням дослідження було визначення впливу моторних мастил з різними характеристиками на втрати на тертя (що визначались величиною механічного ККД). Результати досліджень наведені в таблиці 4.3 і відображені на рис. 3.3.

Таблиця 3.3. Зміна механічного ККД суднових дизелів Volvo Penta TMDA 163A при різних умовах експлуатації

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

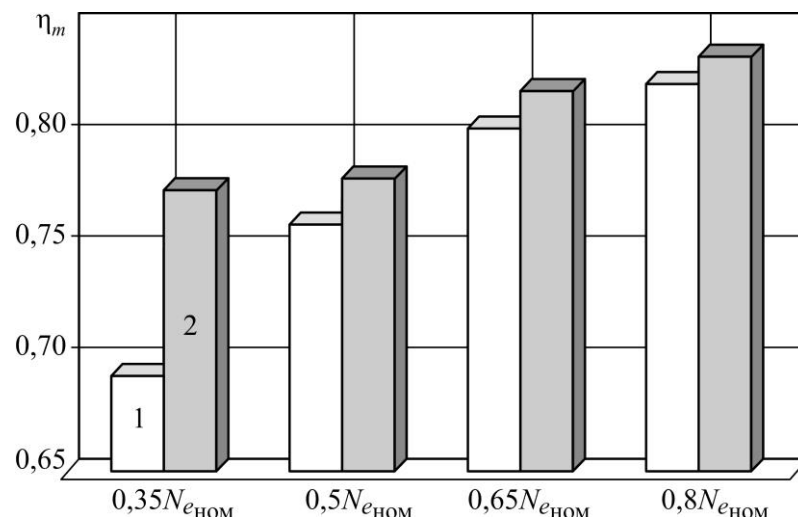


Рис. 3.3. Зміна механічного ККД суднового дизеля

Volvo Penta TMDA 163A під час різних умов експлуатації:

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

Результати, що наведені в таблиці 3.3 і на рис. 3.3 підтверджують зміну втрат на подолання сил тертя (які визначаються механічним ККД) під час використання моторних масел з різними структурними характеристиками.

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

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

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

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

Результати випробувань наведені в таблиці 3.4.

### 3.4. Висновки за розділом 4

Проведені дослідження дозволяють зробити такі висновки.

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

Таблиця 3.4. Визначення енергетичних і економічних показників дизелю Volvo Penta TMDA 163A під час різних умов експлуатації

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

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

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

4. Додавання в моторне мастило поверхнево-активних компонентів також сприяє покращенню енергетичних та економічних показників роботи дизеля, при цьому (в діапазоні експлуатаційних навантажень 50 ...80 %) забезпечується:

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

#### 4. ЗНИЖЕННЯ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ НА ПОДОЛАННЯ СИЛ ТЕРТЯ В СУДНОВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ЗА РАХУНОК СТВОРЕННЯ ТА УПРАВЛІННЯ НАНОСТРУКТУРОВАНИМ ШАРОМ МАСТИЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ

З цілого ряду методів що сприяють зниження механічних втрат у суднових ДВЗ найбільш прийнятними для суднових умов (з технологічної та фінансової точки зору) є використання оптимального доливання мастила в систему [44] і застосування поверхнево активних речовин [45].

##### 4.1. Забезпечення мінімального рівня механічних втрат енергії шляхом оптимального відновлення реологічних характеристик моторного мастила

Під час експлуатації ДВЗ морських і річкових суден здійснюється безперервний і періодичний контроль не тільки показників, що характеризують робочий цикл дизеля (тиску і температури в характерних точках, частоти обертання, потужності, температури випускних газів), але також експлуатаційних і реологічних характеристик моторного мастила (ММ) . При цьому, основними параметрами, контроль яких обов'язковий в процесі експлуатації дизеля, є в'язкість, густина, кислотне число, температура спалаху, зміст води і механічних домішок. У процесі експлуатації ці параметри постійно змінюються, причому в деяких випадках можуть перевищувати гранично допустимі значення (бракувальні показники). Це неминуче призводить до збільшення контактних напруг в основних трибологічних системах і підвищення втрат енергії, що витрачається на їх подолання. Найпростішим, а тому і найпоширенішим

способом відновлення реологічних характеристик ММ є їх очищення (шляхом частково- або повно-проточної фільтрації і сепарації), а також додавання в обсяг ММ, яке вже знаходиться в мастильній системі, свіжого масла (як чистого, так і зі спеціальними присадками).

У зв'язку зі збільшенням тиску і температури циклу, підвищенням крутного моменту, зміною конструкції, ускладненням умов експлуатації, підвищенням часу роботи сучасних дизелів на максимальних навантаженнях умови роботи мастил як у лубрикаторних, так і в циркуляційних системах мащення стали більш жорсткими. Водночас, терміни заміни мастил безперервно збільшуються завдяки поліпшенню їх експлуатаційних властивостей. Передчасна заміна мастил економічно недоцільна, оскільки збільшуються їх витрата, витрати на технічне обслуговування, запасні частини і т.д. З іншого боку, збільшення терміну служби мастил призводить до підвищеного зносу деталей дизеля, що знижує його надійність, збільшує відмови в роботі, сприяє підвищенню незворотних втрат енергії. Визначення оптимальної періодичності заміни мастил є трудомісткою тривалою роботою, спочатку визначається заводом-виробником, коригується за результатами експлуатації та тягне за собою фінансові та експлуатаційні витрати. Тому актуальним є розв'язання завдання відновлення реологічних характеристик мастила в процесі його роботи [46].

Періодичне додавання мастила в процесі експлуатації частково відновлює його первинні властивості, перш за все це відноситься до таких параметрів, як в'язкість, кислотне число, температура спалаху. Однак, незважаючи на можливе відновлення реологічних характеристик, через певний час моторне мастило підлягає повній заміні. Періодичність такої заміни залежить від властивостей і характеристик мастила; типу, технічного стану і умов експлуатації дизеля; технічного стану всіх компонентів системи мащення; способу фільтрації мастила; використовуваного палива та інших

чинників. Необхідність повної заміни зумовлена втратою основних експлуатаційних якостей мастила, тобто його старінням.

Періодичність заміни мастил встановлюють на основі ретельного вивчення експлуатаційних властивостей мастил і їх зміни в процесі експлуатації. При цьому періодичність заміни моторних мастил поки недостатньо обґрунтована, тому що на етапі проектування системи мащення неможливо повністю врахувати динаміку процесу зміни фізико-хімічних, експлуатаційних і реологічних характеристик мастила, на які впливають, як внутрішні (структурний склад палива, технічний стан деталей ЦПГ і КШМ), так і зовнішні (вологоміст повітря, наявність в ньому пилу і абразивних включень) фактори. Тому постійно потрібне коригування термінів заміни мастил, встановлених заводом-виробником, після достатнього накопичення і вивчення результатів експлуатації.

Повна заміна мастила в суднових умовах вимагає виведення двигуна з експлуатації, причому цей період включає не тільки саму процедуру заміни мастила, але й очищення поверхонь тертя від експлуатаційних забруднень. Виконання цього завдання для головних двигунів відбувається під час стоянки судна і може бути заздалегідь сплановано з урахуванням рейсового завдання, характеристик вантажу і майбутніх вантажних операцій. У зв'язку з постійною зміною навантаження суднової електростанції, для дизелів, що виконують функції допоміжних, тривалість виведення з експлуатації спрогнозувати досить важко [47]. Тому для їх мастильних систем найбільш ефективним є процес періодичного доливання мастила [48].

Як правило, в умовах експлуатації ДВЗ поповнення обсягу мастила циркуляційної системи здійснюється шляхом доливання мастила при досягненні мінімального рівня в картері (якщо дизель з «мокрим» картером) або в стічній цистерні (якщо двигун з «сухим» картером). Періодичність цього процесу становить один раз на 3...5 діб, залежно від типу мастильної системи, навантаження на двигун і часу його роботи. При цьому свіже

мастило, змішуючись з мастилом, що має певне напрацювання в дизелі, повністю не відновлює експлуатаційні та реологічні характеристики отриманої у такий спосіб суміші. Відхилення в цих параметрах тим більше, чим більше був термін між поповненням мастила в системі.

Дослідження виконувалися для суднового моторного мастила Castrol TPL 203 з наступними основними характеристиками:

- клас в'язкості по SAE – 30,
- густина при 15°C – 920 кг/м<sup>3</sup>;
- в'язкість при 40°C – 102 сСт;
- лужне число – 20 мгКОН/г;
- призначення – забезпечення мащення ЦПГ і КШМ тронкових двигунів під час їх роботи на важкому паливі.

Мастило Castrol TPL 203 використовувалося в циркуляційній системі мащення судових дизелів 6EY22AW Yanmar, що мають характеристики:

- тип – чотиритактний;
- число циліндрів – 6 (розташування рядне);
- номінальна потужність – 885 кВт;
- частота обертання – 900 об/хв;
- діаметр циліндра – 220 мм;
- хід поршня – 320 мм.

У таблиці 4.1 наведені дані щодо зміни експлуатаційних і реологічних характеристик [49].

Як видно з таблиці 4.1, значення всіх параметрів погіршуються і з плином часу наближаються до максимально допустимих бракувальних показників. Таким чином, підтримка регламентованого часу доливання мастила в систему виводить двигун на межу надійної роботи системи, а в критичній ситуації може призвести до аварії. Саме тому виникає необхідність пошуку оптимальних термінів поповнення мастильної системи новим мастилом.

Таблиця 4.1. Зміна реологічних характеристик мастила в процесі експлуатації

Показник	Базове значення	Час експлуатації, годин			
		25	50	75	100
В'язкість (кінематична) при 50°C, сСт	102	109	114	118	121
Реологічна стійкість, %	+10,36	+8,76	+6,38	+5,95	+5,44
Густина при 20°C, кг/м <sup>3</sup>	920	897	881	853	846
Кислотне число, мгКОН/г	0,75	0,78	0,8	0,82	0,83

У зв'язку з цим, під час досліджень ставилося завдання раціонального збільшення частоти доливання мастила в систему, яка визначалася шляхом контролю експлуатаційних і реологічних характеристик ММ. Її розв'язання здійснювалося безпосередньо в суднових умовах, при цьому допоміжна енергетична установка судна складалася з трьох однотипних дизелів 6EY22AW фірми Yanmar, які працюють за чотиритактним циклом, що дало можливість проведення паралельних експериментів з різною інтенсивністю поповнення мастила до обсягу циркуляційної системи мащення.

Схема суднової циркуляційної системи мащення дизелів 6EY22AW фірми Yanmar, відповідна проведеним експериментам, показана на рис. 4.1.

Дизелі працювали навперемін з практично однаковим навантаженням, діапазон якого змінювався в досить широких межах (250...750 кВт), з однаковим часом експлуатації впродовж доби (12...15 годин). З огляду на енергоємність досліджуваних об'єктів, а також складність процесів, що відбуваються в системі мащення, можна вважати, що двигуни знаходилися в однакових умовах проведення експериментів, а отримані результати можна визнати коректними.

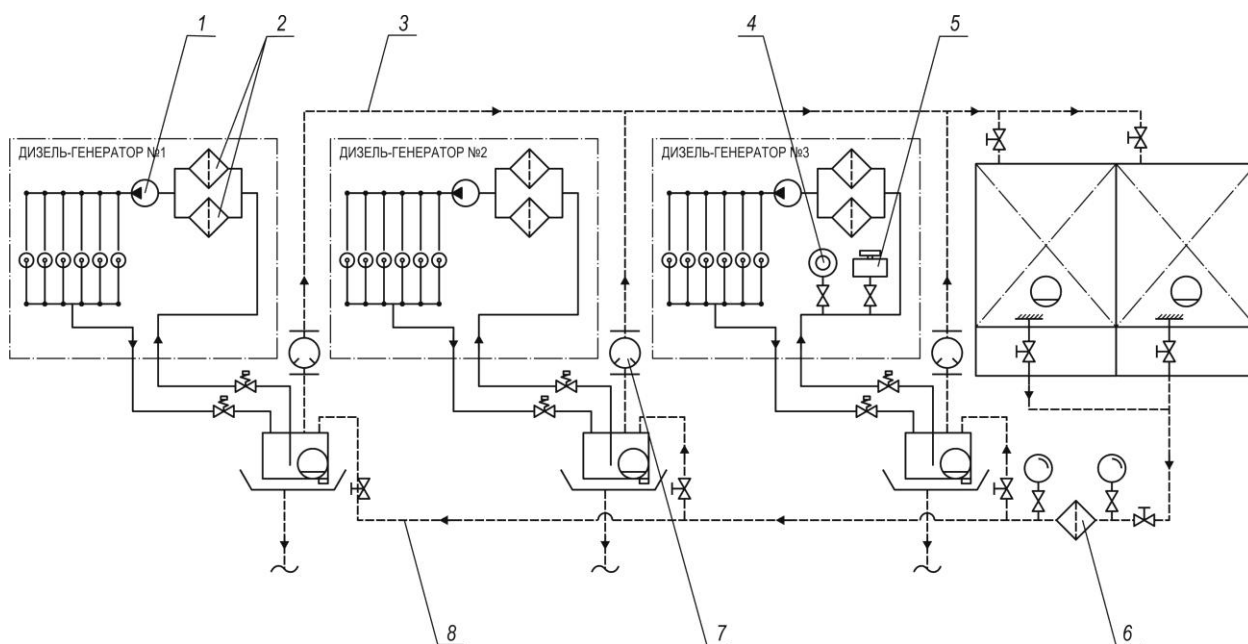


Рис. 4.1. Схема модернізації циркуляційної системи мащення суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar при проведенні експерименту:

- 1 – мастильний насос; 2 – мастильний фільтр тонкого очищення;  
 3 – магістраль відведення парів мастила і повітря; 4 – витратомір; 5 – дозатор присадки; 6 – мастильний фільтр грубого очищення; 7 – відділювач мастила;  
 8 – магістраль підведення мастила

Перший дизель-генератор залишався «контрольним», і зміни в частоті доливання мастила в систему на ньому не проводилися. Таким чином, даний дизель працював 100 годин без поповнення системи мащення. За даний період часу кількість мастила в системі не опускалося нижче граничного рівня, а експлуатація двигуна проводилася з дотриманням усіх вимог, що висуваються.

У систему мащення другого дизель-генератора мастило до верхнього допустимого рівня доливалося через кожні 25 годин роботи. У систему мащення третього – через кожні 10 годин. Результати, отримані під час експерименту, відображені в таблиці 4.2 і наведені на рис. 4.2, на якому зміна параметрів наведена у відсотках.

Таблиця 4.2. Зміна характеристик мастила під час проведення експерименту

Показник	Базове значення	Час експлуатації, години			
		25	50	75	100
Інтервал доливання мастила 100 годин					
В'язкість (кінематична) при 50°C, сСт *	102	$\frac{109}{6,86}$	$\frac{109}{11,76}$	$\frac{118}{15,69}$	$\frac{121}{18,63}$
Реологічна стійкість, % **	10,36	$\frac{8,76}{-15,44}$	$\frac{6,38}{-38,42}$	$\frac{5,95}{-42,57}$	$\frac{5,44}{-47,49}$
Густина при 20°C, кг/м <sup>3</sup> **	920	$\frac{897}{-2,5}$	$\frac{881}{-4,24}$	$\frac{853}{-7,28}$	$\frac{844}{-8,24}$
Кислотне число, мгКОН/г *	0,75	$\frac{0,78}{4,00}$	$\frac{0,80}{6,67}$	$\frac{0,83}{10,67}$	$\frac{0,85}{13,33}$
Інтервал доливання мастила 25 годин					
В'язкість (кінематична) при 50°C, сСт *	102	$\frac{108}{5,88}$	$\frac{110}{7,84}$	$\frac{113}{10,78}$	$\frac{114}{11,76}$
Реологічна стійкість, % **	10,36	$\frac{9,32}{-10,04}$	$\frac{7,80}{-24,71}$	$\frac{7,13}{-31,18}$	$\frac{6,72}{-35,14}$
Густина при 20°C, кг/м <sup>3</sup> **	920	$\frac{903}{-1,89}$	$\frac{883}{-4,02}$	$\frac{880}{-4,35}$	$\frac{875}{-4,89}$
Кислотне число, мгКОН/г *	0,75	$\frac{0,77}{2,67}$	$\frac{0,785}{4,67}$	$\frac{0,80}{6,67}$	$\frac{0,82}{9,33}$
Інтервал доливання мастила 10 годин					
В'язкість (кінематична) при 50°C, сСт *	102	$\frac{104}{1,96}$	$\frac{105}{2,94}$	$\frac{105}{2,94}$	$\frac{106}{3,92}$
Реологічна стійкість, % **	10,36	$\frac{9,86}{-4,83}$	$\frac{9,44}{-8,88}$	$\frac{8,83}{-14,77}$	$\frac{8,64}{-16,60}$
Густина при 20°C, кг/м <sup>3</sup> **	920	$\frac{912}{-0,87}$	$\frac{908}{-1,30}$	$\frac{905}{-1,63}$	$\frac{904}{-1,74}$
Кислотне число, мгКОН/г *	0,75	$\frac{0,755}{0,67}$	$\frac{0,76}{1,33}$	$\frac{0,765}{2,00}$	$\frac{0,77}{2,67}$

\* – у знаменнику процентна зміна параметра порівняно з базовим значенням;

\*\* – знак «-» означає зниження параметра порівняно з базовим значенням.

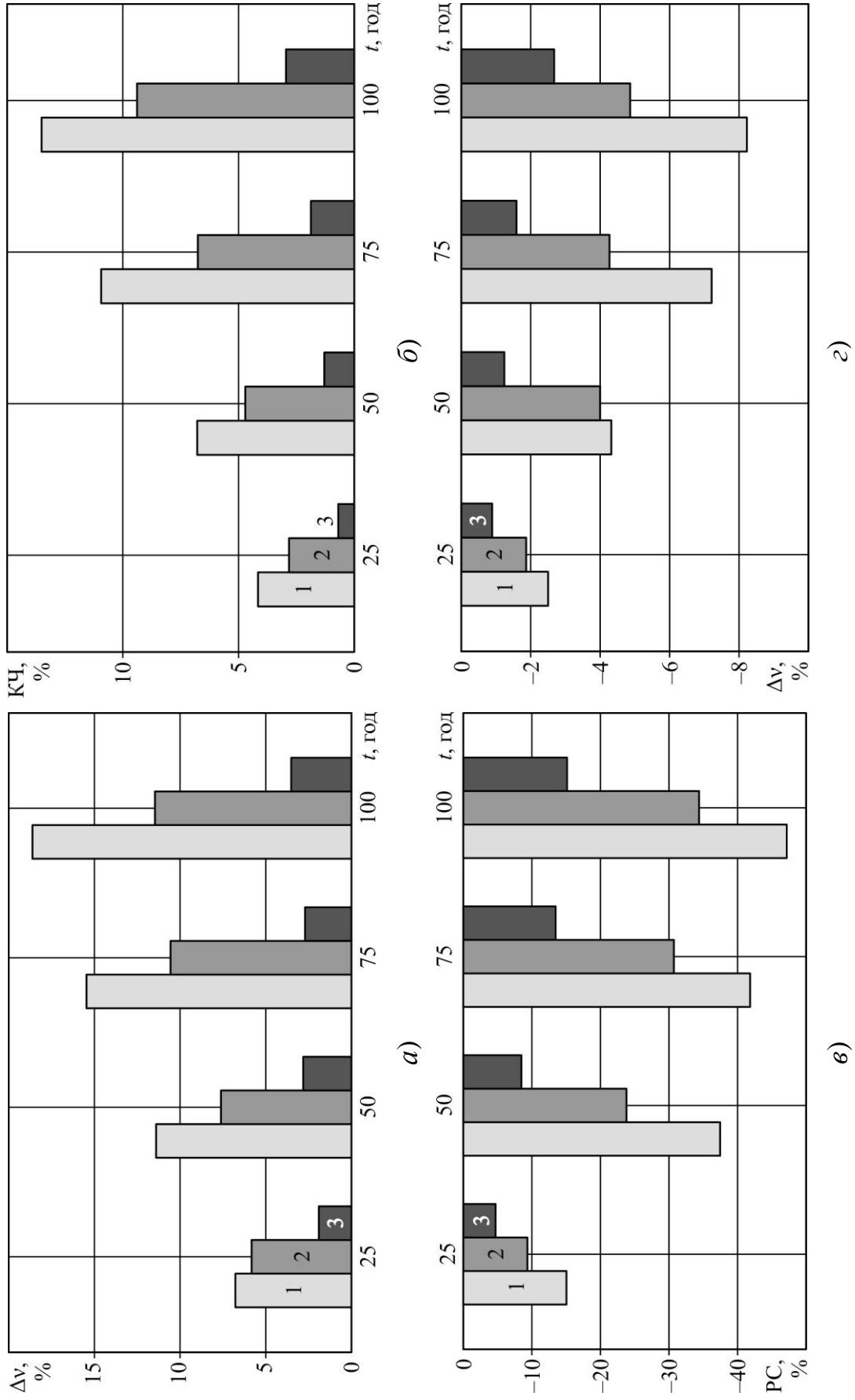


Рис. 4.2. Зміна характеристик ММ під час експлуатації із різною інтенсивністю доливання мастила:

1 – через 100 годин роботи; 2 – через 25 годин роботи; 3 – через 10 годин роботи;  
 а) в'язкість; б) кислотне число; в) реологічна стійкість; г) густина

Наведені результати свідчать про позитивний вплив збільшення інтенсивності доливання мастила в систему мащення на його експлуатаційні характеристики.

Слід також відзначити кращий стан контактуючих поверхонь дизелів, що мають більш інтенсивний долив мастила. Так, під час проведення планових моточищень дизелів було встановлено, що деталі ЦПГ і підшипників руху «експериментальних» дизелів мають менші нагароосідання і шорсткість поверхні ніж «контрольний» дизель, що свідчить про більш якісний процес їх мащення. Таким чином, більш часте поповнення системи мащення не тільки підтримує і відновлює експлуатаційні та реологічні характеристики мастила, але і сприяє більш надійній роботі суднових дизелів.

Вплив інтенсивності доливання моторного мастила в загальний обсяг циркуляційної системи змащування на мінімально неминучі втрати енергії можливо оцінити за зміною механічного ККД дизеля для різних умов експлуатації (різних умов поповнення системи мащення свіжим мастилом). Для цього виконувалось вимірювання механічного ККД на різних режимах роботи суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar (відповідних 35-ти, 50-ти, 65-ти і 80-ти %-ому навантаженню) із різною інтенсивністю поповнення системи мащення: 1-ий дизель – через 100, 2-ий – через 25, 3-ий – через 10 годин роботи. Технологія поповнення об'єму системи мащення відповідала наведеній вище методиці. На кожному з досліджуваних режимів ( $0,35N_{еном}$ ,  $0,5N_{еном}$ ,  $0,65N_{еном}$ ,  $0,8N_{еном}$ ) дизелі експлуатувалися за рівний проміжок часу, який в залежності від навантаження суднової електростанції становив 1,5...2,5 години. Зміна навантаження на двигуни за цей час не перевищувала  $\pm 2,5\%$ , а отриманий масив значень механічного ККД дозволяв з високою точністю визначити його середнє значення. У результаті були отримані значення, узагальнені у вигляді таблиці 4.3, за результатами якої побудовані діаграми, наведені на рис. 4.3.

Таблиця 4.3. Зміна механічного ККД суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar за різних умов експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на двигун			
	$0,35N_{eНОМ}$	$0,5N_{eНОМ}$	$0,65N_{eНОМ}$	$0,8N_{eНОМ}$
Двигун № 1 (поповнення через 100 годин)	0,743	0,803	0,842	0,872
Двигун № 2 (поповнення через 25 годин)	0,806	0,821	0,862	0,882
Двигун № 3 (поповнення через 10 годин)	0,823	0,837	0,873	0,891

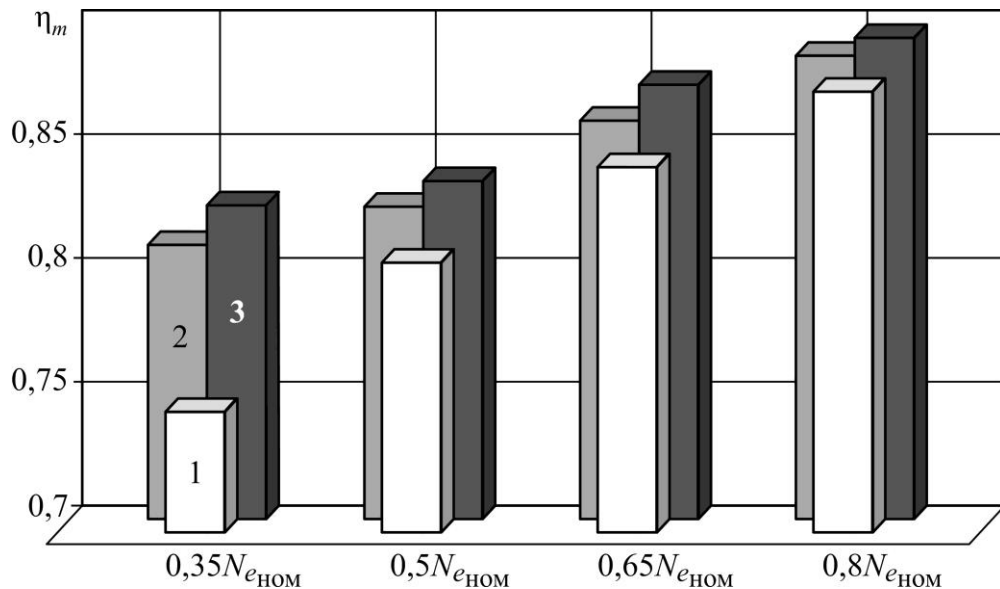


Рис. 4.3. Зміна механічного ККД суднового дизеля 6EY22AW фірми Yanmar за різної інтенсивності доливання мастила:

1 – через 100 годин роботи; 2 – через 25 годин роботи; 3 – через 10 годин роботи

Наведені в таблиці 4.3 і на рис. 4.3 результати підтверджують зниження мінімально неминучих втрат енергії зі зменшенням часу доливання мастила в об'єм циркуляційної системи.

#### 4.2. Забезпечення мінімально неминучих втрат енергії шляхом використання поверхнево-активних присадок до моторного мастила

З цілого ряду методів із відновлення реологічних характеристик моторних мастил найбільш прийнятними для суднових умов (з технологічної та фінансової точки зору) є використання оптимального доливання мастила в систему і застосування поверхнево активних речовин [50].

Для підтвердження висловлених припущень експерименти отримали наступне продовження. Випробувалися три дизелі 6EY22AW фірми Yanmar, що входять до складу допоміжної суднової енергетичної установки. Кожен дизель мав свою автономну систему змащення (див. рис. 4.1), що дозволяло здійснювати дослідження його роботи з різними характеристиками мастильного матеріалу. Крім того, умови експлуатації дозволяли зробити одночасну заміну всього мастила, що знаходиться в їхній мастильній системі. Як і в попередній нізці експериментів, дизелі експлуатувалися на рівновеликому навантаженні  $(250...750) \pm (15...45)$  кВт за однакову кількість часу 12...15 годин/добу. Технічний стан усіх дизелів був ідентичний. З огляду на дані обмеження, а також об'єм системи мащення і тривалість експерименту, отримані результати адекватно відображають процеси зміни реологічних характеристик моторного мастила і вплив цих змін на мінімально неминучі втрати корисної енергії.

Технологічна послідовність проведення експериментів полягала в наступному. Перший дизель був «контрольним» і після заміни мастила в його системі мащення інших технічних заходів з ним не проводилося, і відповідно до вимог заводу-виготовлювача його експлуатація здійснювалася протягом 100 годин роботи без проміжного поповнення мастила в системі. За цей період експлуатації кількість мастила в циркуляційній системі дизеля не знижувалась нижче гранично допустимого значення. При цьому в

циркуляційній системі з точністю  $\pm(2,5...3)$  % підтримувалися постійний тиск і температура мастила. Система мащення другого дизеля поповнювалася свіжим мастилом через кожні 10 годин роботи до верхнього рекомендованого в картері дизеля, що відповідало максимально можливому обсягу мастила в системі. Даний період поповнення було визначено в якості оптимального під час проведення попередніх експериментів з вивчення реологічних характеристик використовуваного ММ. Система мащення третього дизеля спочатку заповнювалася мастилом з поверхнево активною присадкою, що містить у своєму складі солі міді. Оптимальна концентрація присадки становила 0,1 % від обсягу мастила в системі мащення і була встановлена за допомогою попередніх оптичних і триботехнічних досліджень. Зазначений рівень концентрації присадки в базовому мастилі забезпечував утворення наноструктурованих граничних мастильних шарів з максимальними параметром порядку і товщиною. Крім того, через кожні 10 годин роботи здійснювалося поповнення циркуляційної системи мащення даного дизеля мастилом з такою ж концентрацією поверхнево активної присадки (ПАП), як і в загальному об'ємі системи, що забезпечувалося і контролювалося за допомогою дозуючого пристрою і витратоміра (позиції 5 і 6 на рис. 4.1).

Відбори проб мастила проводилися після повнопроточного масляного фільтра (позиція 2 на рис. 4.1), встановленого в циркуляційній системі дизеля.

Результати експериментальних досліджень наведені в таблиці 4.4 і на рис. 4.4.

Таблиця 4.4. Зміна в'язкості моторного мастила в процесі експлуатації

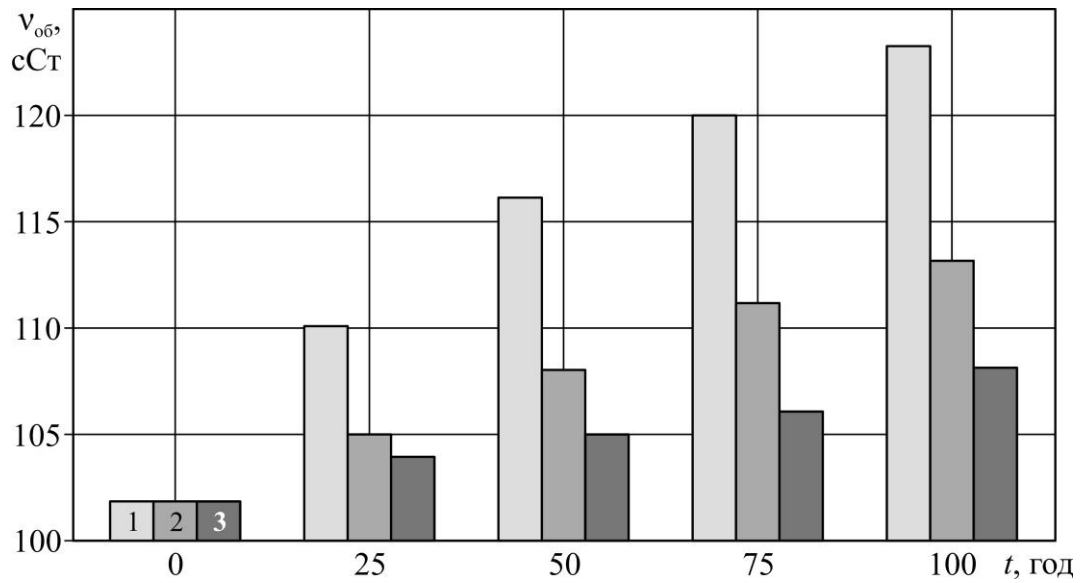
Характеристика системи мащення	Час експлуатації, години				
	0	25	50	75	100
В'язкість мастила в об'ємі, $\nu_{об}$ , сСт					
Робота системи мащення в штатному режимі	102	110	116	120	123
Поповнення системи мащення через 10 годин роботи	102	105	108	111	113
Поповнення системи мащення через 10 годин роботи і добавка поверхнево активної присадки	102	104	105	107	108
В'язкість мастила в граничному шарі, $\nu_{гр}$ , сСт					
Робота системи мащення в штатному режимі	113	120	125	128	132
Поповнення системи мащення через 10 годин роботи	113	115	116	118	119
Поповнення системи мащення через 10 годин роботи і добавка поверхнево активної присадки	126	126	127	127	128

Аналізуючи наведені результати, можна зробити наступні висновки.

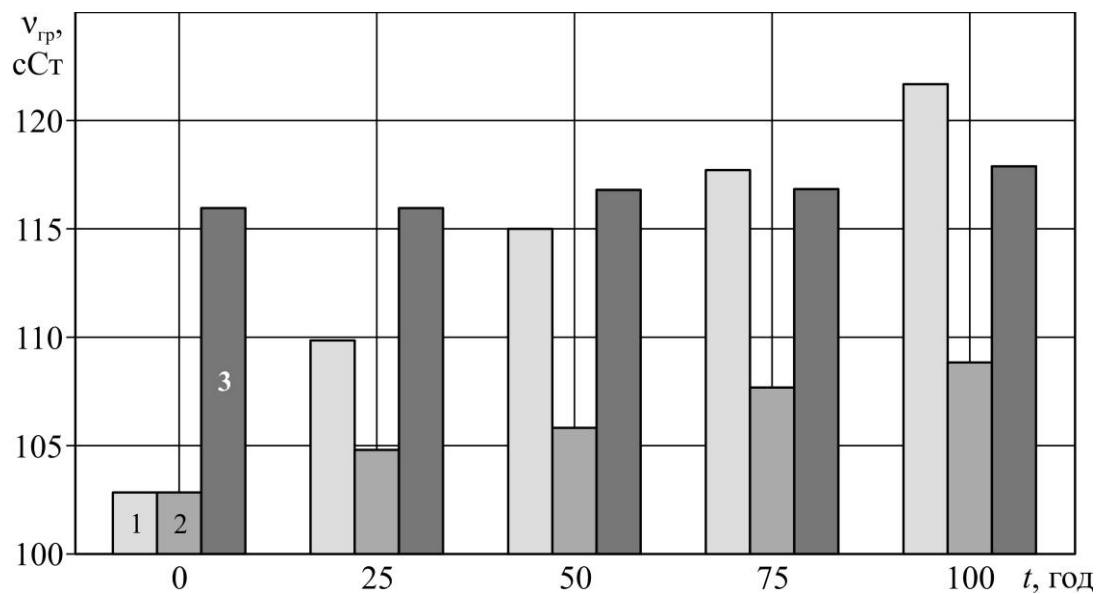
У процесі експлуатації суднового дизеля в'язкість моторного мастила, що забезпечує його роботу, підвищується. Для циркуляційної системи мащення це, перш за все, зумовлюється попаданням у нього палива і частинок незгорілих вуглеводнів, а також його поступовим окисленням.

Збільшення періодичності поповнення системи мащення свіжим мастилом, а також введення в мастило поверхнево активних компонентів уповільнює процес підвищення його в'язкості.

Більш наочно процес зміни в'язкості проілюстровано на рис. 4.5, де показано статичні характеристики в'язкості в початковий і кінцевий момент роботи для розглянутих вище умов роботи дизеля і його системи мащення.



а)



б)

Рис. 4.4. Зміна в'язкості мастила в процесі експлуатації:

а – «об'ємна» в'язкість; б – в'язкість граничного мастильного шару:

1 – робота системи мащення в штатному режимі;

2 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи;

3 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи і добавка поверхнево активної присадки

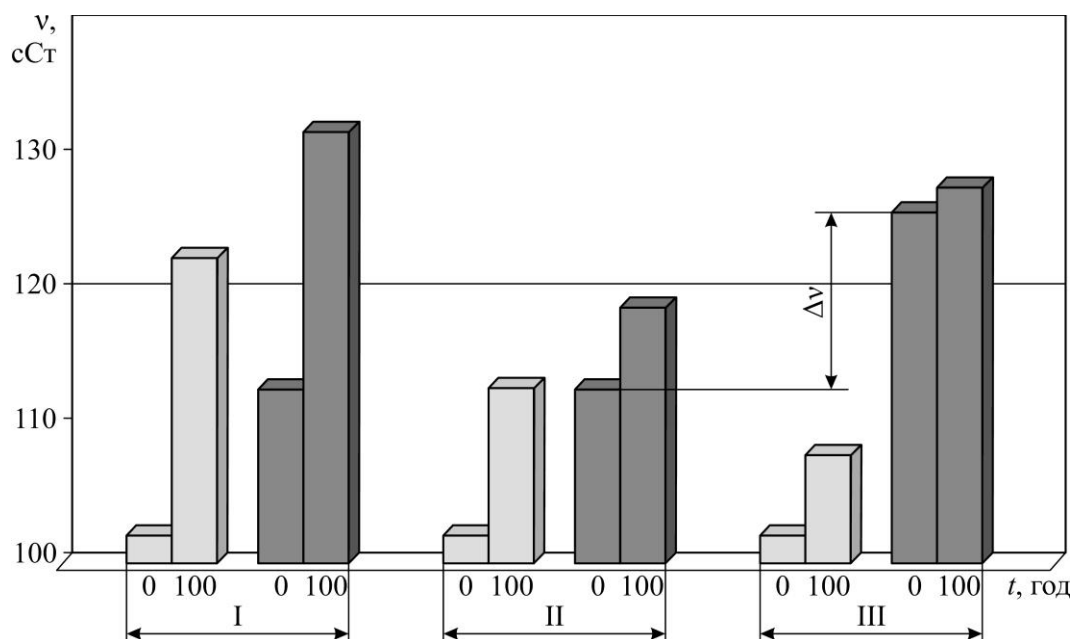


Рис. 4.5. Зміна в'язкості мастила в процесі експлуатації (світлі – «об'ємна» в'язкість, темні – в'язкість у граничному змащувальному шарі):  
 I – робота системи мащення в штатному режимі; II – поповнення системи мащення через 10 годин роботи; III – поповнення системи мащення через 10 годин роботи і добавка поверхнево активної присадки

Реологічні характеристики мастила у великому обсязі і в граничному змащувальному шарі відрізняються одна від одної. Так, в'язкість мастила в граничному шарі  $v_{гр}$  (тобто в зазорі вал – вкладиш) має більше значення, ніж в об'ємі  $v_{об}$ . Використання поверхнево активних речовин призводить до збільшення в'язкості в граничному змащувальному шарі. Слід мати на увазі, що в даному випадку відбувається «прирощення» в'язкості в граничному шарі  $\Delta v_{гр}$ , яке якісно відрізняється від збільшення об'ємної в'язкості. У даному випадку відбувається збільшення ступеня впорядкованості молекул в граничному шарі. Це призводить до підвищення пружнодемпфуючих властивостей моторного мастила, що забезпечує граничний режим тертя [41].

Аналогічно попередній серії експериментів, для кожного дизеля виконувалося визначення механічного ККД у діапазоні навантажень  $(0,35...0,8)N_{ном}$ . Результати за його визначенням наведені в таблиці 4.5 і на рис. 4.6.

Таблиця 4.5. Зміна механічного ККД судових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar за різних умов експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на двигун			
	$0,35N_{eНОМ}$	$0,5N_{eНОМ}$	$0,65N_{eНОМ}$	$0,8N_{eНОМ}$
Робота системи мащення в штатному режимі (поповнення через 100 годин)	0,743	0,803	0,842	0,872
Поповнення системи мащення через 10 годин роботи	0,823	0,837	0,873	0,891
Поповнення системи мащення через 10 годин роботи і добавка поверхнево активної присадки	0,852	0,864	0,887	0,906

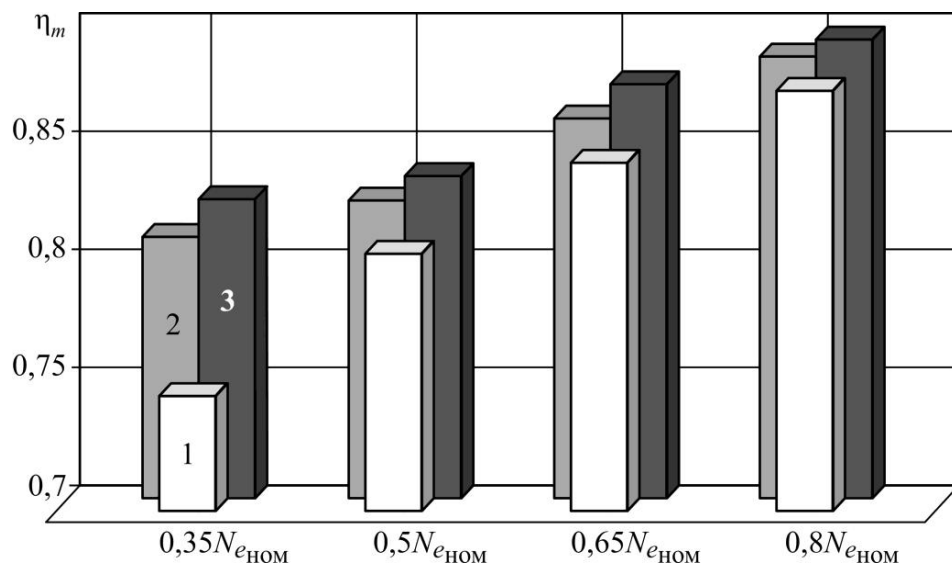


Рис. 4.6. Зміна механічного ККД судового дизеля 6EY22AW фірми Yanmar за різної інтенсивності доливання мастила:

1 – робота системи мащення в штатному режимі; 2 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи; 3 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи і добавка поверхнево активної присадки

Найчастіше термін «поверхнево активна речовина» ототожнюється з терміном «присадка». Функціональне їх призначення дійсно подібне, проте слід зауважити, що дія присадок поширюється на весь об'єм рідини (на об'ємну фазу), а дія поверхнево активної речовини принципово проявляється саме поблизу металевої поверхні. Раніше зазначалося, що завдяки міжмолекулярній взаємодії поверхнево активних речовин і металевій поверхні активуються рідкокристалічні властивості мастильного матеріалу.

Тенденція розвитку і вдосконалення поверхнево активних присадок до мастил зводиться до синтезу і використанню високомолекулярних полярних кремнійорганічних і фторорганічних сполук, які мають високу температурну стійкість. У ряді випадків ефективним засобом є введення в мастильний матеріал солей деяких металів (міді, олова, алюмінію), з яких у процесі експлуатації осідає на поверхні контактуючих деталей шар металу, що сприяє поліпшенню триботехнічних характеристик вузла тертя.

Застосування ефективних ПАП під час експлуатації теплових двигунів дозволяє підвищити їх енергетичну ефективність. Це перш за все пов'язано зі здатністю поверхнево-активних речовин (ПАР) орієнтувати молекули мастильного матеріалу поблизу металевої поверхні і таким чином знижувати втрати на тертя.

Разом з тим, незважаючи на наявність на світовому ринку великого різноманіття різних ПАП, питання їх сумісності з базовими мастилами, а також їх комплексного впливу на процеси передачі та перетворення енергії, особливо в судових енергетичних установках, залишається маловивченим, а тому актуальним.

Функції ПАП, як і будь-якого мастильного матеріалу, досить різні. Виділимо з них дві основні: відвід тепла з робочої зони, захист поверхонь від безпосереднього контакту між собою.

Найбільш повно дані вимоги забезпечують ПАП, що містять в своєму складі ПАР. При цьому в трибологічних системі «метал – мастильна рідина – метал» виникають додаткові розклинювальні сили, обумовлені наявністю орієнтаційної впорядкованості молекул у граничних шарах рідини.

Як вказувалося в ряді робіт [21, 27, 30], використання явища орієнтаційної впорядкованості молекул у граничних мастильних шарах, а також посилення їх рідкокристалічних властивостей, може найбільш повно задовольнити ряд зазначених вимог. При цьому особливо яскраво проявляються такі явища, як температурна стійкість і опір контактним навантаженням.

Як ПАР до складу ПАП використовують хімічні сполуки з довгим молекулярним ланцюгом, наприклад перфторкислоти, амідофен, ефрен, цетиловий спирт та ін. В якості одного із сучасних варіантів ПАП нами було використано синтетичний концентрат, відмінною особливістю якого є те, що він не містить мінерального мастила (що дозволяє йому поєднуватися з практично будь-яким ММ), що містять хлор елементів, а також нітрит натрію. Його поверхнево активна речовина – олеат калію являє собою калієву сіль олеїнової кислоти і є типовим рідким кристалом. Під час адсорбції його міцел на поверхні металу утворюється порівняно товстий (близько 15 мкм) орієнтаційно впорядкований граничний шар, який блокує металеву поверхню і захищає її від впливу іншого тіла.

Оптимальна концентрація присадки була визначена лабораторними дослідженнями за допомогою оптичних методів. При цьому головним критерієм вибору оптимальної концентрації була її властивість сприяти збільшенню ступеня орієнтаційної впорядкованості молекул у граничному шарі і товщині шару. В якості оптимальної була обрана концентрація 0,1 % за масою, що призводило до збільшення товщини мастильного шару з 10...12 мкм до 18...20 мкм, крім того, при цьому збільшується ступінь орієнтаційної впорядкованості молекул граничного мастильного шару.

Той факт, що концентрація ПАП у базовому мастилі має оптимальну концентрацію, що забезпечує найвищі енергетичні показники теплових двигунів і мінімальні незворотні втрати на лінії перетворення енергії суднового пропульсивного комплексу, підтверджується результатами

експериментальних досліджень, виконаних на СЕУ до складу якої входило чотири однотипних СОД 16V32/40 фірми Wartsila (з ефективною потужністю 9200 кВт і частотою обертання 750 об/хв). Кожен із двигунів мав автономну систему змащування і передавав вироблювану корисну потужність на свій генератор. Це дозволяло використовувати в системі змащування мастила з різною концентрацією ПАП, при цьому дизелі експлуатувалися на однаковому сорті палива. Концентрація присадки в системі змащування змінювалася таким чином: дизель № 1 – робота без використання присадки; дизеля № 2, 3, 4 – концентрація присадки 0,05 %, 0,3 %, 0,1 % за масою відповідно. Аналогічно попередній серії випробувань дизелі під час проведення експериментів експлуатувалися на навантаженнях  $0,35N_{еном}$ ,  $0,5N_{еном}$ ,  $0,65N_{еном}$ ,  $0,8N_{еном}$  з відхиленням, що не перевищує  $\pm(1,5...2,5)\%$ . Як паливо в усіх дизелях використовувалося важке паливо RMX500. Як моторне мастило – середньолужне моторне мастило з підвищеним лужним числом Castrol TPL 303, призначене для тронкових двигунів під час їхньої роботи на важкому моторному паливі (з в'язкістю понад 380 сСт). Основним завданням дослідження було визначення механічного ККД (і, відповідно, потужності механічних втрат) дизелів під час використання в їх системах змащування моторного мастила з різною концентрацією ПАП. Результати досліджень наведені в таблиці 4.6 і відображені на рис. 4.7.

Таблиця 4.6. Зміна механічного ККД суднових дизелів 16V32/40 фірми Wartsila за різних умов експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на двигун			
	$0,35N_{eНОМ}$	$0,5N_{eНОМ}$	$0,65N_{eНОМ}$	$0,8N_{eНОМ}$
Робота без використання присадки	0,815	0,827	0,853	0,868
Використання присадки з концентрацією 0,05 % за масою	0,823	0,838	0,861	0,873
Використання присадки з концентрацією 0,3 % за масою	0,833	0,843	0,872	0,881
Використання присадки з концентрацією 0,1 % за масою	0,856	0,863	0,881	0,888

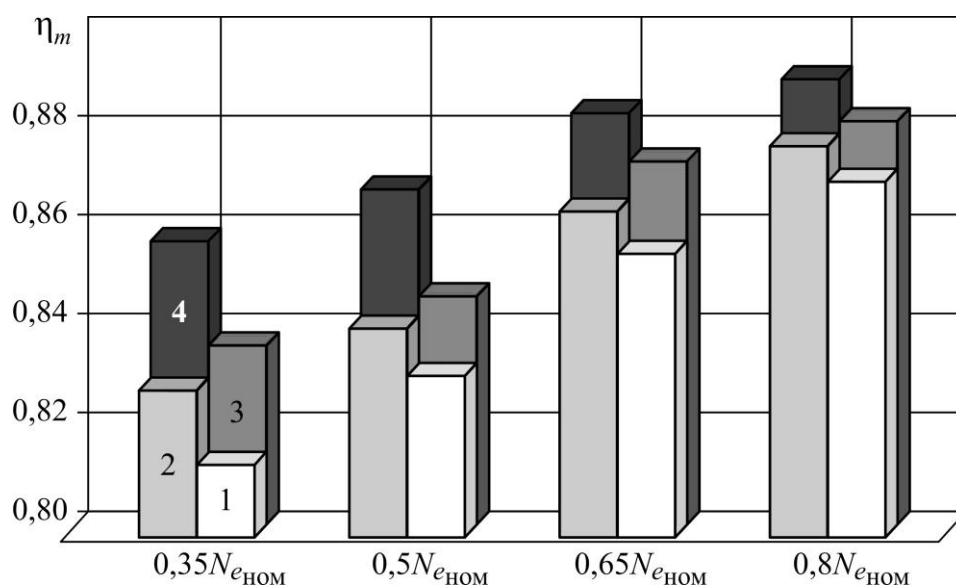


Рис. 4.7. Зміна механічного ККД суднового дизеля 16V32/30 фірми Wartsila для різної концентрації поверхнево-активної добавки в базовому мастилі: 1 – робота без використання присадки; 2 – концентрація присадки 0,05 % за масою; 3 – концентрація присадки 0,3 % за масою; 4 – концентрація присадки 0,1 % за масою

Результати, наведені в таблиці 4.6 і на рис. 4.7 підтверджують наявність оптимальної концентрації ПАП у базовому мастилі і підкреслюють можливість її визначення експериментальним шляхом.

У таблиці 4.7 і на рис. 4.8 наведені результати, що підтверджують зміну мінімально неминучих незворотних втрат (які, як і в попередніх експериментах, визначаються механічним ККД) під час використання моторних мастил з різними реологічними характеристиками (без ПАП і під час використання ММ з оптимальною концентрацією ПАП).

Таблиця 4.7. Зміна механічного ККД суднових дизелів Volvo Penta TMDA 163A за різних умов експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на двигун			
	$0,35N_{e\text{НОМ}}$	$0,5N_{e\text{НОМ}}$	$0,65N_{e\text{НОМ}}$	$0,8N_{e\text{НОМ}}$
Робота без використання присадки	0,692	0,761	0,804	0,823
Використання присадки з концентрацією 0,1 % за масою	0,776	0,783	0,822	0,836

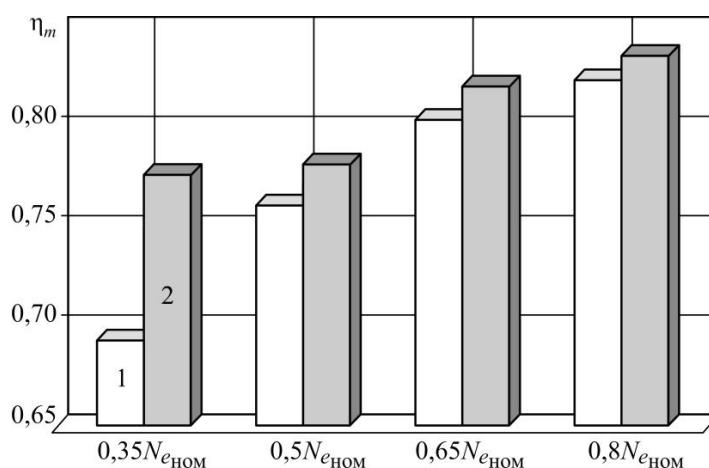


Рис. 4.8. Зміна механічного ККД судового дизеля Volvo Penta TMDA 163A за різних умов експлуатації:

1 – використання ММ без присадки; 2 – використання ММ з оптимальною концентрацією присадки

#### 4.3. Висновки за розділом 4

1. Розв'язок прикладних задач граничного тертя і граничного змащування, реалізованих для суднових двигунів внутрішнього згорання морських і річкових засобів транспорту, забезпечує можливість цілеспрямовано створювати впорядковані структури та управляти властивостями речовин «знизу вгору», починаючи з атомного рівня, а також – проектувати нанорозмірні інструменти, механізми та пристрої для перетворення енергії з метою розвитку нанотехнології.

2. Реологічна стійкість мастильного матеріалу (яка формується ступенем впорядкованості молекул у граничному шарі) сприяє зниженню механічних втрат енергії, що виражається в зменшенні зносу контактуючих поверхонь.

3. З цілого ряду методів щодо відновлення реологічних характеристик моторних мастил найбільш прийнятними для суднових умов (з технологічної та фінансової точки зору) є використання оптимального доливання масла в систему і застосування поверхнево активних речовин.

## 5. ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Близько 90 % транспортних перевезень вантажів у світі припадає на морську галузь, що визначається, в першу чергу, їх високою економічністю. При цьому, однак, згідно дослідження ІМО, рівень забруднення атмосфери продуктами згоряння постійно зростає. Тому при проектуванні нових і модернізації діючих суден ІМО запропоновані заходи щодо зниження шкідливих викидів за рахунок підвищення ефективності СЕУ. Дане завдання може вирішуватися на основі виробництва більш досконалих конструкцій корпусу судна, а так само розробки нових спеціалізованих агрегатів і пристроїв, що сприяють значному зниженню споживання палива СЕУ.

З 1 січня 2013 року відповідно до положень Резолюції ІМО МЕРС.203 (62)(9) вступили в силу нові правила Конвенції МАРПОЛ, спрямовані на підвищення енергоефективності суден. На всі нові судна, побудовані після 1 січня 2013 поширюється вимога щодо розрахунку «Експлуатаційної коефіцієнта енергоефективності судна», а для суден, що перебувають в експлуатації, з цієї дати вводиться вимога по наявності на борту «Плану управління енергоефективністю судна (ПУЕС)/Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP)» [52].

Відповідно до поправок до Правила 22 Додатка 6 до Конвенції МАРПОЛ наявність на борту судна ПУЕС є однією з підстав для отримання судном міжнародного сертифікату енергоефективності.

Вимоги до енергоефективності нових суден (в частині відповідності ними конструктивного коефіцієнту енергоефективності – ККЕЕ) викладені у відповідній методиці ІМО. Коефіцієнт враховує не тільки потужність силової суднової установки, а й загальні дані судна.

Вимоги ІМО поширюються на морські судна та судна типу «річка-море», які здійснюють рейси за межі територіальних вод. Однак, на засіданні комітету ІМО в нові правила була внесена обмовка: будь-яка адміністрація прапора може дати своїм судам виключення з даного правила. Але при цьому в тих країнах, де система енергоефективності суден діє беззастережно, такий флот виявиться неконвенційним.

Розрахунок ККЕЕ проводиться за загальною методикою, наведеною ІМО в керівництві МЕРС 62/24 / Add.1. Потім судно перевіряється морською адміністрацією держави або її уповноваженим органом - Регістром судноплавства. Після успішної перевірки судну видається Міжнародний сертифікат з енергоефективності.

У загальному вигляді формулу розрахунку ККЕЕ можна представити таким чином:

$$ККЕЕ = \frac{\text{кількість викидів } CO_2}{\text{виконана транспортна робота}}.$$

Кількість викидів  $CO_2$  визначається за витраченого за рейс паливу певного сорту. У свою чергу, витрата палива СЕУ базується на потужності двигунів пропульсивного комплексу на певному експлуатаційному режимі та інших споживачів палива на судні.

Вироблена транспортна робота судном визначається його конструктивними особливостями, об'ємом вантажних відсіків і швидкістю судна, заміряний при максимальному завантаженні по літню вантажну марку і 75% потужності ГД [53].

Максимальна величина  $K_{KE(MAX)}$  задається статечної емпіричною формулою залежно від типу судна і його дедвейту:

$$K_{KE(MAX)} = a_i \cdot Dw_{(i)(j)}^{-c_i},$$

де  $a_i, c_i$  – емпіричні коефіцієнти  $i$ -го типу судна  $i = 1...7$

$$a_i = \begin{cases} 961,8 \\ 1120 \\ 1218 \\ 174,2 \\ 107,5 \\ 227 \\ 1219 \end{cases} \quad c_i = \begin{cases} 0,477 & \text{для } i = 1 - \text{балкера,} \\ 0,456 & \text{для } i = 2 - \text{газовоза,} \\ 0,488 & \text{для } i = 3 - \text{танкера,} \\ 0,201 & \text{для } i = 4 - \text{контейнеровоза,} \\ 0,216 & \text{для } i = 5 - \text{універсального,} \\ 0,244 & \text{для } i = 6 - \text{рефрижераторного,} \\ 0,488 & \text{для } i = 7 - \text{комбінованого судна;} \end{cases}$$

$Dw_{(i)(j)}$  –  $j$ -й дедвейт  $i$ -го типу судна.

Розрахункове значення коефіцієнта енергетичної ефективності судна ККЕЕ визначається за наступною формулою:

$$K_{\text{КЕ(роз)}} = \left\{ \left( \prod_{j=1}^M f_j \right) \left( \sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)} \right) + (P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE}) + \left[ \left( \prod_{j=1}^M f_j \right) \left( \sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{AEeff(i)} \right) \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE} \right] - \left( \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME} \right) \right\} / f_i \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w$$

У загальному випадку, ККЕЕ (розрахунковий) прямо пропорційний витраті палива усіма судовими споживачами з урахуванням утилізації тепла та інших енергозберігаючих конструкційних заходів і обернено пропорційний роботі судна з перевезення вантажів.

Формула для визначення ККЕЕ містить наступні складові:

а) витрати пов'язані з головними двигунами (потужність ГД, витрата палива і викиди  $\text{CO}_2$ )

$$\left( \prod_{j=1}^M f_j \right) \left( \sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)} \right),$$

де  $\sum_{i=1}^{nE} P_{ME(i)}$  – сумарна потужність ГД, кВт;

$C_{FME(i)}$  – питомий (масовий) вміст CO<sub>2</sub> при повному згорянні вуглецю в паливі, витраченому ГД,  $\frac{\text{тонн вуглероду}}{\text{тонн палива}}$ ;

$SFC_{ME(i)}$  – питома ефективна витрата палива на ГД, кг/(кВт·г);

b) витрати, що пов'язані з дизель-генераторами (потужність ДГ, витрата палива і викиди CO<sub>2</sub>)

$$P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE},$$

$P_{AE}$  – потужність ДГ на ходовому режимі судна, кВт;

$C_{FAE}$  – питомий (масовий) вміст CO<sub>2</sub> при повному згорянні вуглецю в паливі, витрачених ДГ,  $\frac{\text{тонн вуглероду}}{\text{тонн палива}}$ ;

$SFC_{AE}$  – питома ефективна витрата палива на ДГ, кг/(кВт·г);

c) енергозберігаючі технології для допоміжних установок

$$\left( \prod_{j=1}^M f_j \right) \left( \sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{AEff(i)} \right) \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE},$$

d) енергозберігаючі технології для головних установок

$$\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME},$$

e) робота судна з перевезення вантажів

$$f_i \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w,$$

$f_i$  – коефіцієнт вантажомісткості для суден (крім льодового класу) приймається рівним 1;

$Capacity$  – дедвейт судна, тонн;

$f_w$  – безрозмірний коефіцієнт, котрий вказує на зниження швидкості судна при хвилюванні і хитавиці (визначається на ходових випробуваннях або розрахунковим шляхом, або приймається рівним 1 до уточнення);

$V_{ref}$  – експлуатаційна швидкість судна, вузли.

Значення питомого (масового) вмісту  $CO_2$  при повному згорянні вуглецю в паливі наведені у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1. Характеристики палив, що використовуються на суднах

№	Тип палива	Примітка	Вміст вуглецю, г/л	$C_F, \frac{\text{тонн } CO_2}{\text{тонн палива}}$
1	Diesel/Gas Oil	ISO 8217	0,8744	3,2206
2	Light Fuel Oil (LFQ)	ISO 8217	0,8594	3,151
3	Heavy Fuel Oil (HFO)	ISO 8217	0,8493	3,114
4	Liquefied Petroleum Gas (LPG)	Propane Butane	0,8182... 0,8264	3,00...3,003
5	Liquefied Natural Gas (LNG)	–	0,7500	2,750

Як видно з формули для ККЕЕ, у розрахунках не враховується витрата палива на виробництво пари ВК, тобто пар генерується тільки в утилізаційному котлі.

Дані, необхідні для розрахунку ККЕЕ наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2. Вихідні дані для розрахунку ККЕЕ

Характеристика	Величина
Тип судна	Комбіноване
Загальна довжина, м	126,89
Довжина між перпендикулярами, м	118,55
Ширина, м	20,0
Осадка, м	6,55
Дедвейт, тонн	7400
Головний двигун	12V32/40 фірми MAN-B&W
Максимальна тривала потужність (MCR), кВт і питома ефективна витрата палива, г/(кВт·г)	5280, 181
Потужність, кВт і витрата палива, г/(кВт·г) ГД при 0,75 (MCR)	3960 178
Кількість ГД	1
Використовуване паливо ISO 8217-2010	RMK380
Питома теплотворна здатність палива, кДж/кг	41868
Допоміжні двигуни	D6 Volvo Penta
Максимальна тривала потужність (MCR), кВт і витрата палива (г/кВт·г)	320 188
Кількість ДГ	2
Використовуване паливо	RMK 380
Питома теплотворна здатність палива, кДж/кг	41868
Вихідна потужність ДГ, кВт	414
Швидкість судна при літній осаді і 75% потужності ГД на глибокій воді, вузли	14,5
Тип використаного гвинта	ВРК, один
Діаметр, м і кількість гвинтів	3,85, один

Значення максимального  $K_{KE(MAX)}$

$$K_{KE(MAX)} = 174,2 \cdot 7400^{-0,201} = 29,1 \frac{\text{гСО}_2}{\text{ТОНН} \cdot \text{МИЛЮ}}.$$

Розрахункове значення ККЕЕ визначимо за формулою

$$K_{KE(PO3)} = \frac{(\sum_{i=1}^{nE} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)}) + P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE}}{f_i \cdot Capacity \cdot f_W \cdot V_{ref}},$$

$$K_{KE(PO3)} = \frac{1 \cdot 5280 \cdot 3,114 \cdot 178 + 243 \cdot 3,114 \cdot 188}{1 \cdot 7400 \cdot 14,5} = 28,6 \frac{\text{гСО}_2}{\text{ТОНН} \cdot \text{МИЛЮ}}.$$

З наведеного розрахунку видно що значення  $K_{KE(PO3)}$  при заданих параметрах нижче  $K_{KE(MAX)}$ .

## ВИСНОВКИ

Магістерське наукове дослідження спрямоване на розв'язання науково-прикладної задачі – зниження втрат енергії на подолання сил тертя в судових дизелях.

Результати дослідження підтверджують спроможність керованого впливу на трибологічні системи судових дизелів, що забезпечує мінімальні втрати енергії на подолання сил тертя в судових дизелях.

Головним науковим результатом дослідження є визначення методики, технології та способів управління втратами енергії на подолання сил тертя в ДВЗ морських та річкових засобів транспорту безпосередньо в процесі експлуатації пропульсивних комплексів річкових та морських транспортних суден.

Основні наукові та практичні результати дисертаційного дослідження.

1. З урахуванням анізотропних характеристик мастильного шару, який розділяє пари тертя в судових двигунах внутрішнього згоряння річкових і морських транспортних засобів розроблена математична модель процесу енергоперетворення, яка охоплює ньютонівський (у випадку гідродинамічного процесу мащення) та неньютонівський стан моторного мастила. При цьому за основний критерій, за допомогою якого можливо зниження втрат енергії на подолання сил тертя, обрана в'язкість моторного мастила

2. Утворення наноструктурованої граничної фази моторного мастила поблизу металевої поверхні (у трибологічних системах колінчастий вал – мастильний матеріал – вкладиш підшипника, поршневе кільце – мастильний матеріал – втулка циліндра, плунжер ПНВТ – мастильний матеріал – втулка ПНВТ судових ДВЗ річкових та морських засобів транспорту) зобов'язує

розглядати процеси, що в ній відбуваються, з урахуванням теорії неньютонівських рідин.

3. Мастило, що знаходиться у трибологічних системах колінчастий вал – мастильний матеріал – вкладиш підшипника, поршневе кільце – мастильний матеріал – втулка циліндра суднових дизелів морських і річкових засобів транспорту є радіально-анізотропною рідиною, яка характеризується різними значеннями в'язкості за шириною мастильного шару. Тому аналітичне визначення параметрів процесу трансформації потенційної енергії палива і далі від поступального переміщення поршня до обертального руху валу необхідно розглядати з урахуванням анізотропії реологічних характеристик мастильного матеріалу, що розділяє контактні поверхні.

4. Анізотропія структури мастильного шару поблизу твердої металевої поверхні призводить до виникнення стратифікації його в'язкості, що на режимах пуску і реверсу забезпечує підвищення, а на динамічно сталих режимах – зниження несучої здатності мастильного шару. При цьому дисипація енергії в трибологічних системах суднових ДВЗ прямопропорційно залежить від стратифікації в'язкості моторного мастила.

5. Зміну в'язкості граничного мастильного шару за відсутності і накладення зсувних навантажень доцільно оцінювати за допомогою «реологічної стійкості», під якою мається на увазі відхилення в'язкості граничного мастильного шару від об'ємної в'язкості за відсутності зсувних напруг і із зсувною напругою, що відповідає номінальному навантаженню. Діапазон зміни реологічної стійкості для моторних мастил, які використовуються в системах циркуляційного та циліндрового мащення ДВЗ річкових та морських засобів транспорту, знаходиться в межах  $(0,93...1,14)v$ , де  $v$  – в'язкість моторного мастила у великому об'ємі.

6. Динамічні і механічні навантаження, що виникають під час здійснення процесу енергоперетворення на морських та річкових суднах, впливають на впорядкованість наноструктурованих граничних мастильних шарів, що

призводять до їх деструкції та викликають зниження їх в'язкості і зменшення демпфуючих властивостей. Зі збільшенням швидкості переміщення поршня (а отже, і частоти обертання валу дизеля) у мастильному шарі виникають зсувні зусилля, що сприяють зменшенню його в'язкості. Цей факт необхідно враховувати під час вибору сорту мастила для мащення циліндропоршневої групи та підшипників ковзання судових дизелів, а також – під час визначення бракувальних показників мастила, тому що і в тому, і в іншому випадку регламентується значення в'язкості для великого об'єму рідини, а експлуатація вказаних вузлів тертя відбувається при значеннях в'язкості, характерних для граничного шару.

7. За відсутності зсувних навантажень, а також із початковим рухом контактуючих поверхонь в'язкість граничного мастильного шару на 8...9 % перевищує об'ємну в'язкість мастила. Цей ефект особливо важливий для пускових режимів роботи судових дизелів, коли швидкість переміщення поршня ще не дозволяє рівномірно розподілити мастильну плівку по поверхні циліндрової втулки і створити необхідний режим мащення. При цьому управління втратами енергії на подолання сил тертя в підшипниках КШМ забезпечується реологічною стійкістю наноструктурованого граничного мастильного шару.

9. Зниження рівня втрат енергії на подолання сіл тертя під час обертального та поступального руху доцільно оцінювати за величиною зносу вкладишів підшипників ковзання та поршневих кілець, при цьому управління втратами енергії на подолання сил тертя найбільш доцільно здійснювати за рахунок підвищення значення реологічної стійкості моторного мастила (що забезпечується шляхом підтримання раціонального терміну поповнення системи мащення та використанням ПАП з оптимальною концентрацією). Експериментально підтверджено, що збільшення реологічної стійкості на 11,93...15,18 % призводить до 1,48...1,72 кратного зниження зносу у вказаних трибологічних системах.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Сагін С.В., Колегаєв М.О., Парменова Д.Г. Зниження ризиків інвазійного забруднення морських акваторії під час експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 47. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 131-147. doi: 10.31653/smf47.2023.131-147.

2. Sagin S.V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin; O. A. Kuropyatnyk // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – June 2018. – Vol. 65. – Iss. 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

3. Сагін С.В., Куропятник О.А. Визначення оптимальних режимів процесів управління випускними газами судових дизелів // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 2(40). – С. 173-185. doi.org/10.33298/2226-8553.2024.2.40.16.

4. Сагін С.В., Куропятник О.А., Руснак Д.Ю., Парменова Д.Г. Зниження емісії оксидів сірки з випускними газами судових дизелів шляхом ультразвукової обробки палива // Автоматизація судових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2025. – Вип. 30. – Одеса: НУ"ОМА". – С. 121 – 138. DOI: 10.31653/1819-3293-2025-1-30-121-138.

5. Сагін С.В., Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Підвищення економічності роботи судових середньообертових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 166-179. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.20.

6. Sagin S. V., Stoliaryk T. O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific

journal. – 2021. – № 7-8 (July – August). – P. 29-35.  
<https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

7. Заблоцький Ю. В. Зниження теплової напруженості суднових дизелів за рахунок використання присадок до палива / Ю. В. Заблоцький // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 76-87.

8. 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.

9. Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 132-142.

10. Сагін С.В., Заблоцький Ю.В. Діагностування технічного стану суднових енергетичних установок засобів водного транспорту // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2023. – № 2(38). – С. 164-175.  
[doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.18](https://doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.18).

11. Сагін С.В., Парменова Д.Г., Верпека А.О. Підвищення паливної економічності дизелів суден морського транспорту // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2025. – Вип. 50. – С. 102-115. DOI: 10.31653/50.2025.102-115.

12. Popovskii Y.M., Sagin S.V., Khanmamedov S.A., Grebenyuk M.N., Teregerya V.V. Designing, calculation, testing and reliability of machines: Influence of anisotropic fluids on the operation of frictional components. – 1996. – Russ. Eng. Res. № 16. – P. 1–7.

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

14. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових дизелях // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 20-25. DOI : 10.31653/smf341.2020.20-25.

15. Sagin S. V. Improving the performance parameters of systems fluids / S. V. Sagin // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8 (July-August). – P. 55-59. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59

16. 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.

17. Заблоцький Ю.В. Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок / Ю. В. Заблоцький // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. Наук. праць, 2020. – № 2(62). – С. 106-119. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-106-119.

18. Sagin S., Sagin A., Zablotskyi Y., Fomin O., Pišt'ek V., Kučera P. Method for Maintaining Technical Condition of Marine Diesel Engine Bearings. Lubricants. – 2025. – Vol. 13(4). – P. 146. <https://doi.org/10.3390/lubricants13040146>.

19. Сагін С. В. Визначення розподілу тиску в шарі неньютонівських мастил у суднових енергетичних установках / С. В. Сагін, М. О. Кривий // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. Наук. праць, 2020. – № 2(62). – С. 160-170. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-160-170.

20. Богач В.М. Особенности процесса истечения масла в цилиндры судовых дизелей MAN-B&W / В.М. Богач, А.А. Задорожный, И.Д. Колиев // Судовые энергетические установки. – Одесса, 2005. – Вып. 14. – С. 116-126.

21. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні

установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – С. 49-54. DOI: 10.31653/smf340.2020.49-54.

22. Sagin S., Haichenia O., Karianskyi S., Kuropyatnyk O., Razinkin R., Sagin A., Volkov O. Improving Green Shipping by Using Alternative Fuels in Ship Diesel Engines // Journal of Marine Science and Engineering. – 2025. – № 13. – P. 589. <https://doi.org/10.3390/jmse1303058924>.

23. Sagin S. V. Improving the performance parameters of systems fluids / S. V. Sagin // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8 (July-August). – P. 55-59. [doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59](https://doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59)

24. Сагин С. В. Повышение надежности работы прецизионных пар топливной аппаратуры судовых дизелей за счет использования органических покрытий / С. В. Сагин // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту, 2018. – Вип. 4(57). – С. 109-120.

25. Заблоцький Ю. В. Зниження теплової напруженості судових дизелів за рахунок використання присадок до палива / Ю. В. Заблоцький // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 76-87.

26. Sagin S., Haichenia O., Karianskyi S., Kuropyatnyk O., Razinkin R., Sagin A., Volkov O. Improving Green Shipping by Using Alternative Fuels in Ship Diesel Engines // Journal of Marine Science and Engineering. – 2025. – № 13. – P. 589. <https://doi.org/10.3390/jmse1303058924>.

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

28. Мацкевич Д.В., Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. –С.109-118.

29. Голиков В.А. Развитие современной теории и практики технической эксплуатации морского и речного флота: концепции, методы, технологии / В.А. Голиков, О.А. Онищенко // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 13-27.

30. Голиков В.А. Модель расчета конструктивной энергоэффективности морского судна на примере контейнеровоза / В.А. Голиков, Обертюр К.Л., Кирилс В.А. // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2012. – № 29. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 23-34.

31. Будашко В.В. Оценка эффективности компенсации деградационных эффектов в комбинированном пропульсивном комплексе // В. В. Будашко // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: ОНМА. – С. 15-22.

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

33. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення судових важких палив // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 41. – С. 10-14. DOI: 10.31653/smf341.2020.10-14.

34. Сагин С.В., Поповский Ю.М., Гребенюк М.Н. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – Вып. 1. – С.102-104.

35. Matveev I. V. Integrated plasma coal gasification power plant / I. V. Matveev, N. V. Washcilenko, S. I. Serbin, N. A. Goncharova // IEEE Transactions on Plasma Science, 2013. – Vol. 41. – Iss. 12. – P. 3195-3200.

36. Сагін С.В. Зниження механічних втрат у судових середньооберткових 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.

37. Заблоцький Ю. В. Підвищення економічності роботи суднових 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.

38. Сагин С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2011. – № 26. – С.116-125.

39. Голиков В. В. Ситуационный подход к безопасному управлению судном / В. В. Голиков // Судовождение : науч.-техн. сб. – 2016. – № 26. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 191-198.

40. Сагін А.С., Сагін С.В. Експериментальне визначення оптимальних фаз подачі палива в циліндр суднових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 206-215. doi.org/10.33298/2226-8553.2024.1.39.21.

41. Будашко В. В. Имплементарный подход при моделировании энергетических процессов динамически позиционируемого судна / В. В. Будашко // Електротехніка і електромеханіка. – 2015. – № 6. – С. 20-25. DOI : 10.20998/2074-272X.2015.6.02/50764

42. Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – С. 121-131. doi: 10.31653/smf44.2022.121-131.

43. Триньов О. В. Еспериментальне дослідження теплового стану циліндрової гільзи швидкохідного дизеля / О. В. Триньов, Д. Г. Сівих, Р. Ю. Бугайцов // Двигатели внутреннего сгорания, 2018. – № 1. – С. 43-48. DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.08.

44. Сагін С.В., Куропятник О.А. Аналіз впливу біодизельного палива на екологічні та економічні показники роботи суднових дизелів // Водний

транспорт. Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 180-194. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.21.

45. Сагін С.В., Бондар С.А., Столярик Т.О. Оцінка безвідмовності судових дизелів за технічним станом моторного мастила циркуляційних систем мащення // Водний транспорт. – 2023. – № 1(37). – С. 59-70. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.1.37.06.

46. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил судових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2021. – Вип. 43. – С. 69-80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

47. Sagin S., Kuropyatnyk O., Matieiko O., Razinkin R., Stoliaryk T., Volkov O. Ensuring operational performance and environmental sustainability of marine diesel engines through the use of biodiesel fuel // Journal of Marine Science and Engineering. – 2024. – Vol. 12(8). – P. 1440. <https://doi.org/10.3390/jmse12081440>

48. Сагин С.В. Снижение энергетических затрат при механической обработке деталей движения двигателей внутреннего сгорания / С.В. Сагин, А.А. Аблаев, М.Н. Гребенюк // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 4. – Одесса: ОНМУ. – С. 75-87.

49. Сагін С.В., Сагін А.С. Контроль та діагностування надійності та економічності дизелів морських та річкових засобів транспорту // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 46. – С. 118-131. doi: 10.31653/smf46.2023.118-131.

**50. Вишталюк М.О. Забезпечення процесу мащення підшипникових вузлів судових дизелів / М.О. Вишталюк // Матеріали Науково-технічної конференції молодих дослідників «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт». – 19.11.2025. – Одеса: НУОМА. – С. 98-102.**

51. Сагин С.В. Повышение надежности работы прецизионных пар топливной аппаратуры судовых дизелей за счет использования органических покрытий // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту. – 2018. – Вип. 4(57). – С. 109-120.

52. Парменова Д.Г. Визначення відповідності суден вимогам щодо енергоефективності та скорочення викидів парникових газів: методичні вказівки до практичних занять з навчальної дисципліни «Моніторинг та виконання вимог Міжнародних морських конвенцій». – Одеса: НУ ОМА, 2025. – 44 с.

53. Сагін С.В., Сагін С.С. Використання штучного інтелекту в ситуаціях надмірного зближення суден // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 215-225. doi.org/10.33298/2226-8553.2024.1.39.22.