

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Одеська морська академія»

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Столярик Тимур Олександрович

УДК 629.5

ДИСЕРТАЦІЯ

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕЖИМІВ МАЩЕННЯ ДИЗЕЛІВ СУДЕН РІЧКОВОГО ТА МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ

Спеціальність 271 – Морський та внутрішній водний транспорт

Галузь знань 27 – Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

(Тимур СТОЛЯРИК)

Науковий керівник:
Сагін Сергій Вікторович,
доктор технічних наук, професор

Одеса – 2024

АНОТАЦІЯ

Столярик Т.О. Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 271 – Морський та внутрішній водний транспорт (галузь знань 27 – Транспорт). – Національний університет «Одеська морська академія» Міністерства освіти і науки України, Одеса, 2024.

Дисертаційне дослідження спрямоване на розв’язання науково-прикладного завдання – забезпечення процесів мащення циліндрової групи та підшипників ковзання дизелів суден річкового та морського транспорту.

Головною мотивацією досліджень є сьогоденна наявність **запитів практики:**

- підтримання енергетичних показників дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту відповідно до вимог інструкції з технічної експлуатації та гарантованих значень фірм-виробників;
- зниження енергетичних втрат під час отримання корисної роботи;
- виконання вимог класифікаційних товариств щодо технічного стану судових двигунів внутрішнього згоряння.

Головне завдання наукового дослідження полягає в удосконаленні процесів мащення циліндрової групи та підшипників ковзання дизелів суден річкового та морського транспорту шляхом керованого впливу на структурні характеристики моторного мастила, що розділяє контактні поверхні.

Для розв’язання головного завдання дослідження розв’язані наступні **допоміжні завдання:**

- 1) визначення якісного та кількісного критеріїв оцінки структурних характеристик моторних мастил, що використовуються в системах мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту;

2) визначення способів та технологічних рішень, які сприяють підвищенню структурних характеристик тонких мастильних плівок, що поділяють контактуючі поверхні судових дизелів під час процесів гідродинамічного та граничного мащення;

3) визначення впливу структурних характеристик моторних мастил на роботу циркуляційних систем мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту;

4) визначення впливу структурних характеристик моторних мастил на роботу циліндрових систем мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту.

У результаті розв'язання головного та допоміжних завдань сформульовано **наукове положення**: забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту досягається шляхом керованого впливу на структурні характеристики моторного мастила, що розділяє контактні поверхні (а саме на крайові кути змочування та товщину мастильної плівки). Підтримання крайових кутів змочування, товщини мастильної плівки забезпечується комплексною дією шляхом активації внутрішніх міжмолекулярних взаємодій моторного мастила та зовнішньої дії з боку металевих поверхонь, які воно розділяє, що сприяє зменшенню енергетичних втрат та підвищенню енергетичної ефективності дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Наукове положення обґрунтоване **науковими результатами, вперше**:

- запропоновано як кількісний критерій структурних характеристик моторних мастил, що використовуються в системах мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту прийняти товщину мастильної плівки, що розділяє контактуючі поверхні, як якісний – крайові кути змочування, що утворює мастило;

- запропоновано оцінювати здатність моторного мастила забезпечувати процес мащення за значенням крайових кутів змочування, які утворюють ці мастила на контактуючих поверхнях;

- визначено вплив структурних характеристик моторних мастил на динамічні характеристики суднових дизелів під час режимів пуску та стрибкоподібної зміни навантаження;

- введено поняття «швидкість зміни загального лужного числа» та запропоновано використання цієї величини для оцінювання якості процесу мащення та вірогідності виникнення аварійної ситуації.

Удосконалено:

- технологію нанесення органічних покриттів на поверхні деталей дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту;

- технологію створення стійких сумішей моторного мастила та поверхнево-активних речовин;

- спосіб визначення оптимальної концентрації поверхнево-активних речовин у моторному мастилі;

- технологію визначення крайових кутів змочування та товщини мастильної плівки.

Отримала подальший розвиток:

- технологія визначення механічних втрат у дизелях суден морського та внутрішнього водного транспорту;

- технологія вимірювання загального лужного числа моторних мастил, що використовуються в системах мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Практичне значення отриманих результатів полягає у наступному:

- технологія визначення механічних втрат у дизелях суден морського та внутрішнього водного транспорту;

- технологія вимірювання загального лужного числа моторних мастил, що використовуються в системах мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Результати дисертаційного дослідження впроваджені:

- блок дозування поверхнево-активної речовини до моторного мастила, що забезпечує утворення їх стійких сумішей, – у системі циркуляційного

мащення дизеля 6EY18AL Yanmar судна дедвейтом 27540 тонн, що дозволило на 3,2 % підвищити механічний коефіцієнт корисної дії дизеля та досягти 2,5-кратного уповільнення зниження загального лужного числа моторного мастила;

- технологія, що сприяє утворенню додаткового наношару органічного покриття на поверхнях вкладишів підшипників – на дизелі CatC18 судна дедвейтом 8340 тонн, що забезпечило перебіг динамічних перехідних процесів з меншим закидом частоти обертання та меншим часом виходу на новий сталий режим роботи та на дизелі 5L23/30 MAN-Diesel&Turbo судна класу Bulker Carrier дедвейтом 34630 тонн, при цьому забезпечується 2,2...4,5-кратне уповільнення швидкості зниження загального лужного числа та 1,8...2,6-кратне зменшення кількості часток, що характеризують зношування контактуючих поверхонь та забруднення мастила, а також підтримуються енергетичні та покращуються екологічні показники роботи дизеля;

- удосконалена система циркуляційного мащення, яка дозволяє використовувати поверхнево-активні речовини, – на дизелі 6L16/24 MAN Diesel судна класу General Cargo дедвейтом 15600 тонн, що сприяло збільшенню на 3,2 % механічного ККД дизеля та 2,2-кратному уповільненню зниження загального лужного числа моторного мастила, а також уповільненню на 6,19 % зниження тиску стиснення та зниженню на 5,34 % температури випускних газів під час 1000-годинної експлуатації дизеля;

- технологія комплексного керування структурними характеристиками моторних мастил, яка передбачає нанесення на контактуючі поверхні органічних покриттів та додавання до мастила поверхнево-активних речовин з оптимальною концентрацією, – у системі циркуляційного мащення дизеля 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo судна класу Bulk Carrier дедвейтом 37620 тонн, при цьому було досягнуте 2,3-кратне зниження швидкості окислення моторного мастила, зниження на 4,4 % температури випускних газів; збільшення на 2,54 % механічного коефіцієнту корисної дії дизеля, збільшення на 7,23 % тиску наприкінці стиснення;

- технологія керування структурними характеристиками мастил, що використовуються в системах циліндрового мащення, – на дизелі 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo судна класу Bulk Carrier дедвейтом 37620 тонн (при цьому було забезпечено 1,5...3,3-кратне зменшення вмісту металевих домішок у відпрацьованому мастилі та 2,1-кратне уповільнення зниження загального лужного числа відпрацьованого мастила) та на дизелі 8K80ME MAN-Diesel & Turbo судна класу Container Ship дедвейтом 37620 тонн (при цьому було забезпечено 1,75...4,5-кратне зменшення вмісту металевих домішок у відпрацьованому мастилі та 2,8-кратне уповільнення зниження загального лужного числа відпрацьованого мастила);

- в освітньому процесі Національного університету «Одеська морська академія», а саме:

технологія проведення оптичних досліджень з вимірювання крайових кутів змочування та визначення товщини мастильної плівки, технологія нанесення наночарів органічних покриттів та технологія виготовлення стійких сумішей поверхнево-активних речовин та моторних мастил – під час викладання освітнього компонента «Дослідницький практикум» (для здобувачів наукового ступеня доктор філософії);

послідовність визначення механічних втрат у судових двигунах внутрішнього згоряння під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками – під час викладання освітніх компонентів «Енергоресурсозбереження на морському та внутрішньому водному транспорті» (для здобувачів наукового ступеня доктор філософії) та «Процеси перетворення енергії судових силових установок» (для здобувачів наукового ступеня магістр);

метод визначення швидкості зміни загального лужного числа – під час викладання освітніх компонентів «Екологічна безпека та альтернативні джерела енергії» (для здобувачів наукового ступеня магістр) та «Технологія використання робочих речовин» (для здобувачів наукового ступеня бакалавр).

Ключові слова: вкладиш підшипника, діагностування, експлуатаційні показники, енергетична ефективність, знос, морських транспорт, моторне мастило, надійність, підшипник ковзання, поршень, поршневе кільце, система мащення, система циліндрового мащення, система циркуляційного мащення, структурні характеристики, судновий дизель, циліндрова втулка.

Список опублікованих праць за темою дисертації

Статті в наукових фахових виданнях України, що входять до переліку наукових фахових видань України, у яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора наук, кандидата наук та ступеня доктора філософії

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

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

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

4. Stoliaryk T. Analysis of the operation of marine diesel engines when using engine oils with different structural characteristics / T. Stoliaryk // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. № 5(1(67)). – С. 22–32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868>.

5. Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в судових дизелях / Т.О. Столярик // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник.

– 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-156. doi: 10.31653/smf44.2022.142-156.

6. Столярик Т.О. Вдосконалення процесів мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту / Т.О. Столярик // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 57-69. doi: 10.31653/smf45.2022.57-69.

7. Столярик Т.О. Забезпечення режимів мащення чотиритактних судових дизелів / Т.О. Столярик // Автоматизація судових технічних засобів : наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 90 – 105. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-90-105.

8. Столярик Т.О. Прогнозування якісних характеристик роботи систем циліндрового мащення судових дизелів / Т.О. Столярик // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132-141. doi: 10.31653/smf46.2023. 132-141.

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

10. Столярик Т.О. Використання системного підходу під час розв'язання завдань з підвищення ефективності експлуатації систем мащення судових дизелів / Т.О. Столярик // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 47. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132-141. doi: 10.31653/smf47.2023.197-205.

Статті в іноземних виданнях, які входять до міжнародних наукометричних баз даних Scopus та Web of Science:

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

12. Sagin S. Impact of Biofuel on the Environmental and Economic Performance of Marine Diesel Engines / S. Sagin, S. Karianskyi, V. Madey, A. Sagin, T. Stoliaryk, I. Tkachenko // Journal of Marine Science and Engineering. – 2023. – Vol. 11(1). – P. 120. <https://doi.org/10.3390/jmse11010120>.

Статті в іноземних виданнях країни ЄС:

13. Sagin S.V. Comparative assessment of marine diesel engine oils / S.V. Sagin, T.O. Stoliaryk // 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>.

Статті у збірках матеріалів наукових конференцій

14. Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат під час експлуатації довгоходових дизелів морських суден / С.В. Сагін, Т.О. Столярик // Матеріали 11-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 08-10 вересня 2020 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2020. – С. 174-176.

15. Столярик Т.А. Управление механическими потерями судовых дизелей во время их эксплуатации / Т.О. Столярик // Матеріали 12-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 06-08 вересня 2021 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2021. – С. 166-169.

16. Сагін С.В. Визначення характеристик змочувальних плівок судових моторних мастил / С.В. Сагін, Т.О. Столярик // Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот : експлуатація і ремонт», 25.03.2021 -26.03.2021. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія», 2021. – С. 93-97.

17. Столярик Т.О. Аналіз особливостей систем циліндрового мащення судових дизелів / Т.О. Столярик // Матеріали науково-технічної конференції

«Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 24.03.2022 – 25.03.2022.– Одеса : НУ «ОМА», 2022. – С. 69-70.

18. Столярик Т.О. Зменшення втрат механічної енергії в судових дизелях / Т.О. Столярик, С.В. Сагін, // Матеріали 14-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 16-18 березня 2023 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – С. 197-200.

19. Сагін С.В. Діагностування якості процесу мащення судових дизелів / С.В. Сагін, Т.О. Столярик // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 22.03.2023 – 23.03.2023.– Одеса: НУ «ОМА», 2023. – С. 61-65.

20. Столярик Т.О. Аналіз зміни характеристик моторного мастила за різних умов експлуатації судових дизелів / Т.О. Столярик // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2023)», 24-25 травня 2023 року. – Херсон : ХДМА. –2023. – С. 265-268.

21. Столярик Т.О. Визначення критерію для діагностування та прогнозування технічного стану циліндрової групи судових малообертових дизелів / Т.О. Столярик // Матеріали IV міжнародної науково-практичної конференції «Дніпровські читання-2023», 07 грудня 2023 р. – Київ : ДУІТ, 2023. – С. 36-40.

22. Столярик Т.О. Аналіз енергетичної ефективності методів, що забезпечують процес мащення судових дизелів / Т.О. Столярик // Матеріали V міжнародної морської науково-практичної конференції кафедри СЕУ і ТЕ ОНМУ «Marine Power Plants & Operation MPP&O-2024», 05 березня 2024 р. – Одеса : ОНМУ, 2024. <https://2024.depas.od.ua>.

З наукових робіт, опублікованих у співавторстві, автору належать особисто:

[1], [3] – удосконалення суднової системи контролювання та регулювання частоти обертання суднового дизеля, проведення експериментальних досліджень, моніторинг показників роботи суднової допоміжної енергетичної установки, обробка та аналіз результатів експерименту;

[2] – проведення інформаційного пошуку, визначення основних експлуатаційних характеристик суднових моторних мастил, що рекомендовані для використання в системах мащення суднових дизелів;

[9] – проведення експериментальних досліджень, контроль основних показників роботи суднового дизеля, аналіз компонентного складу моторного мастила, розробка рекомендацій щодо подальшого використання мастила в системі мащення;

[11, 12] – розробка технології проведення експериментальних досліджень, визначення експлуатаційних показників роботи суднових дизелів, обробка та аналіз отриманих експериментальних значень;

[13] – проведення експериментальних досліджень, розробка рекомендації щодо використання мастила в системі мащення суднового дизеля;

[14], [15], [16] – проведення експериментальних досліджень у системах мащення суднових дизелів;

[18], [19] – визначення оптимальних режимів роботи суднових дизелів під час використання в системах мащення моторних мастил з різними структурними характеристиками.

ANNOTATION

Stoliaryk T.O. Ensuring the lubrication regimes of diesel engines of river and sea transport vessels.

Dissertation for the scientific level of Doctor of Philosophy for specialties 271 – Maritime and inland water transport (Part of knowledge 27 – Transport). – National University "Odessa State Academy" of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Odesa, 2024.

The dissertation study is aimed at solving the scientific and applied task – ensuring the processes of lubrication of the cylinder group and sliding bearings of diesel engines of river and sea vessels. The main motivation for research is the current availability of practice requests:

- maintenance of energy indicators of diesel engines of marine and inland water transport vessels in accordance with the requirements of technical operation instructions and guaranteed values of manufacturers;
- reduction of energy losses during obtaining useful work;
- fulfillment of the requirements of classification societies regarding the technical condition of marine internal combustion engines.

The main task of scientific research is to improve the processes of lubrication of the cylinder group and sliding bearings of diesel engines of river and sea transport vessels by means of a controlled influence on the structural characteristics of the motor lubricant that divides the contact surfaces.

To solve the main task of the research, the following auxiliary tasks were solved:

- 1) determining qualitative and quantitative criteria for evaluating the structural characteristics of motor lubricants used in diesel lubrication systems of marine and inland water transport;

2) determining methods and technological solutions that contribute to the improvement of the structural characteristics of thin lubricating films separating the contacting surfaces of marine diesel engines during the processes of hydrodynamic and boundary lubrication;

3) determining the impact of structural characteristics of motor lubricants on the operation of circulation systems for lubrication of marine and inland water transport diesel engines;

4) determining the impact of structural characteristics of motor lubricants on the operation of cylinder lubrication systems of marine and inland water transport diesels.

As a result of solving the main and auxiliary tasks, a scientific position was formulated: ensuring the lubrication regimes of diesel engines of river and sea transport vessels is achieved by controlled influence on the structural characteristics of the motor lubricant that divides the contact surfaces (namely, on the marginal wetting angles and the thickness of the lubricating film).

The maintenance of the marginal wetting angles, the thickness of the lubricating film, as well as the rate of change of the alkaline number of the motor lubricant are ensured by a complex action by activating the internal intermolecular interactions of the motor lubricant and the external action from the side of the metal surfaces that it separates, which contributes to reducing energy losses and increasing the energy efficiency of diesel engines of sea and inland water transport ships.

The scientific position is based on scientific results, for the first time:

- it is proposed to accept the thickness of the lubricating film dividing the contacting surfaces as a qualitative criterion for the structural characteristics of motor lubricants used in the lubrication systems of diesel engines of sea and inland water transport, as a qualitative criterion - the marginal wetting angles that are formed by the lubricant;

- it is proposed to evaluate the motor lubricant's ability to ensure the lubrication process by the value of the marginal wetting angles formed by these lubricants on the contacting surfaces;

- the influence of the structural characteristics of motor lubricants on the dynamic characteristics of marine diesel engines during start-up modes and sudden load changes is determined;

- the concept of "rate of change of the total alkaline number" was introduced and using this value was proposed to evaluate the quality of the lubrication process and the probability of an emergency situation.

Improved:

- the technology of applying organic coatings on the surface of diesel engine parts of marine and inland water transport vessels;

- the technology of creating stable mixtures of motor oil and surface-active substances;

- method of determining the optimal concentration of surface-active substances in engine oil;

- the technology of determining the marginal angles of wetting and the thickness of the lubricating film.

Received further development:

- technology for determining mechanical losses in diesel engines of sea and inland water transport vessels;

- technology for measuring the total alkaline number of motor lubricants used in diesel lubrication systems of marine and inland water transport vessels.

The practical significance of the obtained results is as follows:

- technology for determining mechanical losses in diesel engines of sea and inland water transport vessels;

- technology for measuring the total alkaline number of motor lubricants used in diesel lubrication systems of marine and inland water transport vessels.

The results of the dissertation research were implemented:

- a unit for dosing the surfactant to the motor lubricant, which ensures the formation of their stable mixtures, in the circulating lubrication system of the 6EY18AL Yanmar diesel engine of a vessel with a deadweight of 27,540 tons, which made it possible to increase the mechanical efficiency of the diesel engine by 3.2 % and achieve a 2.5-fold reduction in the relative reduction of the total alkalinity of motor oil;

- technology that contributes to the formation of an additional nanolayer of organic coating on the surfaces of the bearing bushing – on the CatC18 diesel engine of the vessel with a deadweight of 8,340 tons, which ensured the course of dynamic transient processes with less overshoot of the rotation frequency and a shorter time to reach a new stable mode of operation and on the engine 5L23/30 MAN-Diesel&Turbo ships of the Bulker Carrier class with a deadweight of 34,630 tons, while providing a 2.2-4.5-fold reduction in the rate of decreasing the total alkaline number and a 1.8-2.6-fold reduction in the number of particles characterizing wear of contacting surfaces and contamination of lubricants, as well as the energy efficiency and environmental indicators of diesel operation are improved;

- an improved circulating lubrication system, which allows the use of surface-active substances, on a 6L16/24 MAN Diesel of a General Cargo class ship with a deadweight of 15,600 tons, which contributed to a 3.2 % increase in the mechanical efficiency of the diesel engine and a 2.2-fold reduction in the relative decrease in total alkaline number of engine oil, as well as a 6.19 % reduction in compression pressure and a 5.34 % increase in exhaust gas temperature during 1000-hours of diesel engine operation;

- the technology of complex control of the structural characteristics of motor lubricants, which involves the application of organic coatings to the contacting surfaces and the addition of surface-active substances to the lubricant with an optimal concentration, in the circulation lubrication system of the 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo diesel engine of the Bulk Carrier class ship with a deadweight of 37,620 tons, with this achieved a 2.3-fold decrease in the rate of oxidation of

engine oil, a 4.4 % decrease in the temperature of exhaust gases; an increase of 2.54 % in the mechanical efficiency of the diesel engine; 7.23 % increase in pressure at the end of compression;

- technology for controlling the structural characteristics of lubricants used in cylinder lubrication systems – on the 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo diesel engine of the Bulk Carrier class vessel with a deadweight of 37,620 tons (at the same time, a 2.1-fold increase in the relative decrease in the total alkaline number was ensured) and on the 8K80ME diesel engine MAN-Diesel & Turbo vessels of the Container Ship class with a deadweight of 37,620 tons (at the same time, a 2.8-5.7-fold slowing down in the relative decrease in the total alkaline number was ensured);

- in the educational process of the National University "Odessa Maritime Academy", namely:

the technology of carrying out optical studies on the measurement of marginal wetting angles and determining the thickness of the lubricating film, the technology of applying nanolayers of organic coatings and the technology of manufacturing stable mixtures of surface-active substances and motor lubricants – during the teaching of the educational component "Research practicum" (for holders of the scientific degree of Doctor of Philosophy);

the sequence of determining mechanical losses in marine internal combustion engines during the use of motor lubricants with different structural characteristics – during the presentation of the educational components "Energy resource conservation in marine and inland water transport" (for PhD candidates) and "Energy conversion processes of ship power plants" (for Master's degree holders);

the method of determining the rate of change of the total number of arcs – during the presentation of the educational components "Environmental safety and alternative energy sources" (for Master's degree holders) and "Technology of the use of working substances" (for Bachelor's degree holders).

Key words: bearing bushing, diagnostics, performance indicators, energy efficiency, wear, marine transport, motor lubricant, reliability, plain bearing, piston, piston ring, lubrication system, cylinder lubrication system, circulating lubrication system, structural characteristics, marine diesel, cylinder liner.

List of published works on the topic of the dissertation

Articles in scientific professional publications of Ukraine included in the list scientific professional publications of Ukraine, which may publish the results of dissertations for the degree of Doctor of Sciences, Candidate of Sciences and Doctor of Philosophy

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

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

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

4. Stoliaryk T. Analysis of the operation of marine diesel engines when using engine oils with different structural characteristics / T. Stoliaryk // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. № 5(1(67)). – С. 22–32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868>.

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

6. Столярик Т.О. Вдосконалення процесів мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту / Т.О. Столярик // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 57-69. doi: 10.31653/smf45.2022.57-69.

7. Столярик Т.О. Забезпечення режимів мащення чотиритактних судових дизелів / Т.О. Столярик // Автоматизація судових технічних засобів : наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 90 – 105. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-90-105.

8. Столярик Т.О. Прогнозування якісних характеристик роботи систем циліндрового мащення судових дизелів / Т.О. Столярик // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132-141. doi: 10.31653/smf46.2023. 132-141.

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

10. Столярик Т.О. Використання системного підходу під час розв'язання завдань з підвищення ефективності експлуатації систем мащення судових дизелів / Т.О. Столярик // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 47. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132-141. doi: 10.31653/smf47.2023.197-205.

Articles in foreign publications included in the international scientometric databases Scopus and Web of Science:

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

12. Sagin S. Impact of Biofuel on the Environmental and Economic Performance of Marine Diesel Engines / S. Sagin, S. Karianskyi, V. Madey,

A. Sagin, T. Stoliaryk, I. Tkachenko // Journal of Marine Science and Engineering. – 2023. – Vol. 11(1). – P. 120. <https://doi.org/10.3390/jmse11010120>.

Articles in foreign publications of the EU:

13. Sagin S.V. Comparative assessment of marine diesel engine oils / S.V. Sagin, T.O. Stoliaryk // 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>.

Articles in collections of materials of scientific conferences

14. Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат під час експлуатації довгоходових дизелів морських суден / С.В. Сагін, Т.О. Столярик // Матеріали 11-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 08-10 вересня 2020 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2020. – С. 174-176.

15. Столярик Т.А. Управление механическими потерями судовых дизелей во время их эксплуатации / Т.О. Столярик // Матеріали 12-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 06-08 вересня 2021 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2021. – С. 166-169.

16. Сагін С.В. Визначення характеристик змочувальних плівок суднових моторних мастил / С.В. Сагін, Т.О. Столярик // Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот : експлуатація і ремонт», 25.03.2021 -26.03.2021. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія», 2021. – С. 93-97.

17. Столярик Т.О. Аналіз особливостей систем циліндрового мащення суднових дизелів / Т.О. Столярик // Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 24.03.2022 – 25.03.2022.– Одеса: НУ «ОМА», 2022. – С. 69-70.

18. Столярик Т.О. Зменшення втрат механічної енергії в судових дизелях / Т.О. Столярик, С.В. Сагін, // Матеріали 14-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 16-18 березня 2023 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – С. 197-200.

19. Сагін С.В. Діагностування якості процесу мащення судових дизелів / С.В. Сагін, Т.О. Столярик // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 22.03.2023 – 23.03.2023.– Одеса: НУ «ОМА», 2023. – С. 61-65.

20. Столярик Т.О. Аналіз зміни характеристик моторного мастила за різних умов експлуатації судових дизелів / Т.О. Столярик // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2023)», 24-25 травня 2023 року. – Херсон : ХДМА. –2023. – С. 265-268.

21. Столярик Т.О. Визначення критерію для діагностування та прогнозування технічного стану циліндрової групи судових малообертових дизелів / Т.О. Столярик // Матеріали IV міжнародної науково-практичної конференції «Дніпровські читання-2023», 07 грудні 2023 р. – Київ : ДУІТ, 2023. – С. 36-40.

22. Столярик Т.О. Аналіз енергетичної ефективності методів, що забезпечують процес мащення судових дизелів / Т.О. Столярик // Матеріали V міжнародної морської науково-практичної конференції кафедри СЕУ і ТЕ ОНМУ «Marine Power Plants & Operation MPP&O-2024», 05 березня 2024 р. – Одеса : ОНМУ, 2024. <https://2024.depas.od.ua>.

Of the scientific works published in co-authorship, the author personally owns:

[1], [3] – improvement of the ship's system of controlling and regulating the frequency of rotation of the ship's diesel engine, conducting experimental studies,

monitoring the performance of the ship's auxiliary power plant, processing and analyzing the results of the experiment;

[2] – conducting an information search, determining the main operational characteristics of marine engine lubricants recommended for use in marine diesel lubrication systems;

[9] – conducting experimental studies, control of the main indicators of marine diesel engine operation, analysis of the component composition of motor lubricant, development of recommendations for the further use of lubricant in the lubrication system;

[11, 12] – development of technology for conducting experimental studies, determination of operational indicators of ship diesel engines, processing and analysis of the obtained experimental values;

[13] – conducting experimental studies, developing recommendations for the use of lubricants in the marine diesel lubrication system;

[14], [15], [16] – conducting experimental studies in ship diesel engine lubrication systems;

[18], [19] – determination of the optimal modes of operation of marine diesel engines when using motor oils with different structural characteristics in lubrication systems.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ	26
ВСТУП	27
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ІЗ РОЗВ’ЯЗАННЯ ЗАВДАННЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕЖИМІВ МАЩЕННЯ ДИЗЕЛІВ СУДЕН РІЧКОВОГО ТА МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ	37
1.1. Двигуни внутрішнього згоряння суден морського та внутрішнього водного транспорту: класифікація, основні енергетичні, екологічні та економічні показники та призначення систем, що забезпечують їх функціонування	37
1.2. Аналіз призначення, комплектації та функціонування систем мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.	41
1.2.1. Особливості комплектування та функціонування систем мащення суднових двотактних дизелів	42
1.2.2. Особливості комплектування та функціонування систем мащення суднових чотиритактних дизелів	47
1.3. Аналіз властивостей та експлуатаційних характеристик мастил, що використовуються в системах мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту	51
1.4. Аналіз причин зміни функціональних характеристик моторних мастил та методи контролю їх технічного стану	58
1.5. Висновки за розділом 1 та постановка завдання дослідження	63
РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ	64
2.1. Вибір теми наукового дослідження та визначення шляхів досягнення завдань дослідження	64

2.2. Обґрунтування мети, головного та допоміжних завдань дослідження	72
2.3. Застосування системного підходу під час планування, проведення та визначення результатів наукового дослідження	74
2.4. Організація та забезпечення проведення експериментальних досліджень	78
2.5. Висновки за розділом 2.....	80
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗМІНИ СТРУКТУРНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОТОРНИХ МАСТИЛ, ЩО ПЕРЕБІГАЮТЬ ПІД ЧАС МАЩЕННЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ	82
3.1. Аналіз основних фізико-хімічних явищ, що перебігають у мастильних плівках як у дисперсних системах	82
3.1.1. Коагуляція дисперсних систем	83
3.1.2. Когезія дисперсних систем	84
3.1.3. Поверхневі явища у дисперсних системах	85
3.1.4. Поверхневий натяг дисперсних систем	87
3.1.5. Змочування та адгезія дисперсних систем	93
3.2. Аналіз основних фізико-хімічних явищ, що перебігають в поверхневому шарі мастильних плівок	94
3.2.1. Енергетичні характеристики поверхневого шару мастильних плівок	94
3.2.2. Капілярний рух поверхневого шару	96
3.2.3. Вплив поверхнево-активних речовин на рух поверхневого шару .	101
3.2.4. Вплив температури на рух поверхневого шару	106
3.3. Експериментальне визначення структурних характеристик суднових моторних мастил	109
3.4. Визначення способів та технологічних рішень, які сприяють підвищенню структурних характеристик тонких мастильних плівок	119
3.5. Висновки за розділом 3	127

РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ ВПЛИВУ СТРУКТУРНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДНОВИХ МОТОРНИХ МАСТИЛ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ДИЗЕЛІВ СУДЕН МОРСЬКОГО ТА ВНУТРІШНЬОГО ВОДНОГО ТРАНСПОРТУ	129
4.1. Визначення впливу структурних характеристик суднових моторних мастил на ефективність роботи циркуляційних систем мащення суднових високообертових дизелів.....	129
4.1.1. Випробування в системі циркуляційного мащення суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A	129
4.1.2. Випробування в системі циркуляційного мащення суднового дизеля Caterpillar CatC18.....	140
4.2. Випробування в системах циркуляційного мащення середньообертових дизелів	146
4.2.1. Випробування в системі циркуляційного мащення суднового дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group	146
4.2.2. Випробування в системі циркуляційного мащення суднового дизеля Yanmar 6EY18AL	162
4.3. Визначення впливу структурних характеристик суднових моторних мастил на ефективність роботи циліндрових систем мащення суднових дизелів	180
4.3.1. Випробування в системі циліндрового мащення суднового дизеля 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo	180
4.3.2. Випробування в системі циліндрового мащення суднового дизеля 8K80ME-MAN-Diesel & Turbo	185
4.4. Висновки за розділом 4	192
РОЗДІЛ 5. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕЖИМІВ МАЩЕННЯ ДИЗЕЛІВ СУДЕН РІЧКОВОГО ТА МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ	194
5.1. Управління структурними характеристиками моторних мастил під час експлуатації циркуляційних систем мащення суднових дизелів	194

5.1.1. Використання органічних покриттів в системах циркуляційного мащення суднових середньообертових дизелів	196
5.1.2. Використання поверхнево-активних присадок у системах циркуляційного мащення суднових середньообертових дизелів	205
5.1.3. Забезпечення режимів мащення шляхом комплексного впливу на структурні характеристики моторного мастила.....	222
5.2. Управління структурними характеристиками моторних мастил під час експлуатації циліндрових систем мащення суднових дизелів	232
5.3. Аналіз енергетичної ефективності методів, що сприяють забезпеченню режимів мащення суднових дизелів	238
5.3.1. Аналіз динамічних характеристик пускових режимів роботи суднових дизелів під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками	238
5.3.2. Аналіз механічних втрат у суднових дизелях під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками	242
5.4. Висновки за розділом 5	246
ВИСНОВКИ	250
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	257
ДОДАТОК	289

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

ВОД	– високообертовий дизель
ГД	– головний двигун
ДВЗ	– двигун внутрішнього згоряння
ДД	– допоміжний двигун
ККД	– коефіцієнт корисної дії
МАРПОЛ	– Міжнародна конвенція про запобігання забрудненню з суден
МОД	– малообертовий дизель
ПАП	– поверхнево-активна присадка
ПАР	– поверхнево-активна речовина
СЕУ	– суднова енергетична установка
СОД	– середньообертовий дизель
ACC	– Adaptable Cylinder oil Control
FR	– Feed Rate
PQI	– Particle Quantity Index
SAE	– Society of Automotive Engineers
SECAs	– Sulphur Emission Control Areas
TBN / BN	– Total Base Number

ВСТУП

Актуальність теми. Морський та внутрішній водний транспорт займає домінуюче становище у світовій торгівлі протягом ста років. Перевезення вантажів та пасажирів морськими та океанськими шляхами є складовою економіки всіх країн, що мають вихід до моря. Обсяги морських перевезень значно перевищують аналогічні показники для авіаційного, залізничного та автомобільного транспорту. Сучасні судна-контейнеровози здатні транспортувати до 24000 TEU, нафтові танкери – до 650000 тонн рідких нафтопродуктів, навалювальні судна – до 210000 тонн насипних вантажів, круїзні лайнери – забезпечувати відпочинок та перевозити до 8000 пасажирів. Забезпечення таких перевезень неможливе без підтримки функціонального стану корпусу, навігаційного та палубного обладнання судна, експлуатаційних характеристик суднової енергетичної установки (СЕУ) та систем, що підтримують її надійну та безаварійну роботу, а також виконання міжнародних та національних вимог щодо захисту довкілля від забруднень.

Основним типом теплових двигунів, що встановлюються на судах морського та внутрішнього водного транспорту та використовуються для отримання корисної роботи та подальшого забезпечення руху або енергетичних потреб судна, є двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) / дизелі. Першочергову роль у забезпеченні їх функціонування та експлуатаційної надійності відіграють процеси мащення, які здійснюються між основними контактними елементами дизелів – поршневими кільцями та циліндровою втулкою, а також вкладишем підшипника та колінчатим валом. Навіть короточасне порушення режимів мащення між вказаними елементами призводить до стрибкоподібного збільшення механічних втрат, підвищення динамічних та температурних навантажень та може стати причиною роботи дизеля в критичному або надкритичному експлуатаційному режимі та виникнення аварійних ситуацій, у тому числі призвести до знеструмлення

судна або зупинки руху судна. Викладене підтверджує **актуальність** розв'язання науково-прикладного завдання з забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася відповідно до положень Транспортної стратегії України на період до 2030 року (розп. КМУ 30.03.18 р. № 430-р); а також у рамках держбюджетної науково-дослідної роботи Національного університету «Одеська морська академія» «Прогнозування експлуатаційного технічного стану суднової пропульсивної установки на основі контролю її вібраційно-коливальних характеристик» № ДР 0119U001654 (2021–2024 рр.), у яких автор дисертації брав участь у виконанні окремих розділів.

Проведення досліджень, що виконані в роботі, погоджується з вимогами резолюції МЕРС.346(78) про розробку плану енергетичної ефективності судна, що прийнята 10.06.22 р. Міжнародної морської організації, в якій як один зі способів підвищення енергетичної ефективності запропоновані рекомендації з передової практики паливозберігаючої експлуатації суден.

Мета дослідження. Метою дослідження є підтримання експлуатаційних характеристик дизелів суден річкового та морського транспорту.

Основною науковою гіпотезою дослідження є теза, що підтримання експлуатаційних характеристик дизелів суден річкового та морського транспорту досягається удосконаленням процесу мащення їх циліндрової групи та підшипників ковзання шляхом керованого впливу на структурні характеристики моторного мастила.

Головне завдання наукового дослідження полягає в удосконаленні процесів мащення циліндрової групи та підшипників ковзання дизелів суден річкового та морського транспорту шляхом керованого впливу на структурні характеристики моторного мастила, що поділяє контактні поверхні.

Для розв'язання головного завдання дослідження розв'язані наступні **допоміжні завдання**:

1) визначення якісного та кількісного критеріїв оцінки структурних характеристик моторних мастил, що використовуються в системах мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту;

2) визначення способів та технологічних рішень, які сприяють підвищенню структурних характеристик тонких мастильних плівок, що поділяють контактуючі поверхні судових дизелів під час процесів гідродинамічного та граничного мащення;

3) визначення впливу структурних характеристик моторних мастил на роботу циркуляційних систем мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту;

4) визначення впливу структурних характеристик моторних мастил на роботу циліндрових систем мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту.

Об'єкт дослідження – процес експлуатації дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Предмет дослідження – процес мащення циліндрової групи та підшипників ковзання дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Під час дослідження використовувались теоретичні та емпіричні **методи дослідження**, а саме:

- дедукції та індукції (під час патентного та інформаційного пошуку, а також аналізу літературних джерел, пов'язаних із напрямком дослідження);
- діалектики, синтезу та аналізу (під час постановки завдання, формулювання мети, головного та допоміжних завдань дослідження, а також розробки технологічної карти наукового дослідження);
- математичного моделювання (під час складання моделі предмету дослідження та визначення впливу зовнішніх та внутрішніх збурень на його характеристики);

- моніторингу, прогнозування, спостереження, вимірювання, статичної обробки даних (під час проведення експериментів у наукових лабораторіях та на суднах морського транспорту).

Наукова новизна роботи полягає в тому, що підтримання експлуатаційних характеристик дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту досягається підвищенням гідравлічної щільності в трибологічних системах вкладиш підшипника – мастильний шар – колінчатий вал та поршневе кільце – мастильний шар – циліндрова втулка шляхом керованого впливу на структурні характеристики моторного мастила, що виявляється в збільшенні крайових кутів змочування та товщини мастильної плівки.

У результаті дослідження вперше:

- запропоновано як кількісний критерій структурних характеристик моторних мастил, що використовуються в системах мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту прийняти товщину мастильної плівки, що поділяє контактуючі поверхні, як якісний – крайові кути змочування, що утворює мастило;

- запропоновано оцінювати здатність моторного мастила забезпечувати процес мащення за значенням крайових кутів змочування, які утворюють ці мастила на контактуючих поверхнях;

- визначено вплив структурних характеристик моторних мастил на динамічні характеристики судових дизелів під час режимів пуску та стрибкоподібної зміни навантаження;

- введено поняття «швидкість зміни загального лужного числа» та запропоновано використання цієї величини для оцінювання якості процесу мащення та вірогідності виникнення аварійної ситуації.

Удосконалено:

- технологію нанесення органічних покриттів на поверхні деталей дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту;

- технологію створення стійких сумішей моторного мастила та поверхнево-активних речовин;
- спосіб визначення оптимальної концентрації поверхнево-активних речовин у моторному мастилі;
- технологію визначення крайових кутів змочування та товщини мастильної плівки.

Отримала подальший розвиток:

- технологія визначення механічних втрат у дизелях суден морського та внутрішнього водного транспорту;
- технологія вимірювання загального лужного числа моторних мастила, що використовуються в системах мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Практичне значення отриманих результатів полягає в наступному:

- забезпечення режимів мащення судових дизелів (через підтримання структурних характеристик моторного мастила) призводить до зменшення контактних напружень між контактуючими поверхнями (що відображається в зниженні в моторному мастилі часток, що характеризують зношування та забруднення), збільшення гідравлічної щільності між поршневыми кільцями та циліндровою втулкою (що підтверджується уповільненням падіння загального лужного числа та більш тривалим підтриманням тиску стиснення та стабілізацією температури випускних газів), поліпшення екологічних показників роботи дизеля (про що свідчить зниження емісії оксидів азоту) та підвищує енергетичну ефективність дизеля, а саме – сприяє збільшенню механічного коефіцієнту корисної дії;
- технологія нанесення органічних покриттів на поверхні вкладишів підшипників та спосіб утворення стійких сумішей моторного мастила та поверхнево-активних речовин може використовуватися в системах мащення будь-яких дизелів, але більш ефективно його застосування для чотиритактних дизелів малої та середньої потужності (через менші розміри та менший обсяг моторного мастила, що знаходиться в системі мащення).

Результати дисертаційного дослідження впроваджені:

- блок дозування поверхнево-активної речовини до моторного мастила, що забезпечує утворення їх стійких сумішей, – у системі циркуляційного мащення дизеля 6EY18AL Yanmar судна дедвейтом 27540 тонн, що дозволило на 3,2 % підвищити механічний коефіцієнт корисної дії дизеля та досягти 2,5 кратного зменшення відносного зниження загального лужного числа моторного мастила;

- технологія, що сприяє утворенню додаткового наночару органічного покриття на поверхнях вкладишів підшипників – на дизелі CatC18 судна дедвейтом 8340 тонн, що забезпечило перебіг динамічних перехідних процесів з меншим закидом частоти обертання та меншим часом виходу на новий сталий режим роботи та на дизелі 5L23/30 MAN-Diesel&Turbo судна класу Bulker Carrier дедвейтом 34630 тонн, при цьому забезпечується 2,2...4,5 кратне зменшення швидкості зниження загального лужного числа та 1,8...2,6 кратне зменшення кількості часток, що характеризують зношування контактуючих поверхонь та забруднення мастила, а також підтримуються енергетичні та покращуються екологічні показники роботи дизеля;

- удосконалена система циркуляційного мащення, яка дозволяє використовувати поверхнево-активні речовини, – на дизелі 6L16/24 MAN Diesel судна класу General Cargo дедвейтом 15600 тонн, що сприяло збільшенню на 3,2 % механічного ККД дизеля та 2,2-кратному зменшенню відносного зниження загального лужного числа моторного мастила, а також уповільненню на 6,19 % зниження тиску стиснення та на 5,34 % підвищення температури випускних газів під час 1000-годинної експлуатації дизеля;

- технологія комплексного керування структурними характеристиками моторних мастил, яка передбачає нанесення на контактуючі поверхні органічних покриттів та додавання до мастила поверхнево-активних речовин з оптимальною концентрацією, – у системі циркуляційного мащення дизеля 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo судна класу Bulk Carrier дедвейтом 37620 тонн, при цьому було досягнуто 2,3-кратне зниження швидкості окислення

моторного мастила, зниження на 4,4 % температури випускних газів; збільшення на 2,54 % механічного ККД дизеля; збільшення на 7,23 % тиску наприкінці стиснення;

- технологія керування структурними характеристиками мастил, що використовуються в системах циліндрового мащення, – на дизелі 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo судна класу Bulk Carrier дедвейтом 37620 тонн (при цьому було забезпечено 2,1 кратне збільшення відносного зниження загального лужного числа) та на дизелі 8K80ME MAN-Diesel & Turbo судна класу Container Ship дедвейтом 37620 тонн (при цьому було забезпечено 2,8...5,7 кратне збільшення відносного зниження загального лужного числа);

- у освітньому процесі Національного університету «Одеська морська академія», а саме:

технологія проведення оптичних досліджень з вимірювання крайових кутів змочування та визначення товщини мастильної плівки, технологія нанесення наношарів органічних покриттів та технологія виготовлення стійких сумішей поверхнево-активних речовин та моторних мастил – під час викладання освітнього компонента «Дослідницький практикум» (для здобувачів наукового ступеня доктор філософії);

послідовність визначення механічних втрат у судових двигунах внутрішнього згоряння під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками – під час викладання освітніх компонентів «Енергоресурсозбереження на морському та внутрішньому водному транспорті» (для здобувачів наукового ступеня доктор філософії) та «Процеси перетворення енергії судових силових установок» (для здобувачів наукового ступеня магістр);

метод визначення швидкості зміни загального лужного числа – під час викладання освітніх компонентів «Екологічна безпека та альтернативні джерела енергії» (для здобувачів наукового ступеня магістр) та «Технологія використання робочих речовин» (для здобувачів наукового ступеня бакалавр).

Особистий внесок здобувача полягає у:

- виконанні патентного та інформаційного пошуку, а також пошуку наукових розробок та аналізу літературних джерел, пов'язаних з напрямком дослідження;
- розробці математичної моделі процесів дисипації енергії, що перебігають під час мащення контактних поверхонь судових дизелів;
- проведенні оптичних досліджень із визначення структурних характеристик судових моторних мастил;
- модернізації судових систем мащення під час впровадження на судах системи керування структурними характеристиками моторних мастил та налаштуванні обладнання, що забезпечує цей процес; проведенні випробувань на судах морського транспорту.

Роботи [74], [111], [113], [114], [125], [134], [212], [224], [227], [234], [235] виконані автором самостійно.

У роботах, які опубліковані в співавторстві, здобувачеві належать особисто: [5], [213] – розробка технології проведення експериментальних досліджень, визначення експлуатаційних показників роботи судових дизелів, обробка та аналіз отриманих експериментальних значень; [88], [89] – визначення оптимальних режимів роботи судових дизелів під час використання в системах мащення моторних мастил із різними структурними характеристиками; [75], [90] – проведення експериментальних досліджень у системах мащення судових дизелів; [91] – проведення інформаційного пошуку, визначення основних експлуатаційних характеристик судових моторних мастил, що рекомендовані для використання в системах мащення судових дизелів; [112] – проведення експериментальних досліджень, розробка рекомендації щодо використання мастила в системі мащення судового дизеля; [151], [152] – удосконалення судової системи контролювання та регулювання частоти обертання судового дизеля, проведення експериментальних досліджень, моніторинг показників роботи судової допоміжної енергетичної установки, обробка та аналіз результатів

експерименту; [178] – проведення експериментальних досліджень, контроль основних показників роботи суднового дизеля, аналіз компонентного складу моторного мастила, розробка рекомендацій щодо подальшого використання мастила в системі мащення.

Апробація результатів роботи. Основні результати досліджень за темою дисертаційної роботи доповідались, обговорювались та були схвалені на низці міжнародних та Всеукраїнських наукових конференцій, зокрема:

11-й Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 08-10 вересня 2020 р., Херсон, Херсонська державна морська академія;

12-й Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 06-08 вересня 2021 р., Херсон, Херсонська державна морська академія;

науково-технічній конференції «Морський та річковий флот : експлуатація і ремонт», 25.03.2021-26.03.2021 р., Одеса, Національний університет «Одеська морська академія»;

науково-технічній конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 24.03.2022-25.03.2022 р., Одеса, Національний університет «Одеська морська академія»;

14-й Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 16-18 березня 2023 р., Херсон : Херсонська державна морська академія;

міжнародній науково-технічній конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 22.03.2023-23.03.2023 р., Одеса, Національний університет «Одеська морська академія»;

міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2023)», 24-25 травня 2023 р., Херсон, Херсонська державна морська академія;

IV-й міжнародній науково-практичній конференції «Дніпровські читання-2023», 07 грудня 2023 р., Київ, Державний університет інфраструктури та технологій;

V-ій міжнародній морській науково-практичній конференції кафедри СЕУ і ТЕ ОНМУ «Marine Power Plants & Operation MPP&O-2024», 05 березня 2024 р., Одеса, Одеський національний морський університет.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 22 наукові праця, з яких 10 – у наукових фахових виданнях України, що входять до переліку наукових фахових видань України (категорії Б), у яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора наук, кандидата наук та ступеня доктора філософії; 2 – в іноземних виданнях, які входять до міжнародних наукометричних баз даних Scopus та Web of Science; 1 – в іноземному виданні країни ЄС (Австрія); 9 – у збірках доповідей Міжнародних наукових та науково-практичних конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з переліку умовних скорочень, вступу, п'яти розділів, висновків, переліку використаних джерел та додатку (в якому надано акти впровадження результатів дослідження). Загальний обсяг дисертаційної роботи становить 298 сторінок, зокрема: основний текст 165 сторінок з анотацією на 20 сторінках, перелік використаних джерел із 235 найменувань на 32 сторінках, додаток на 9 сторінках, 77 рисунків, 71 таблиця.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ІЗ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАВДАННЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕЖИМІВ МАЩЕННЯ ДИЗЕЛІВ СУДЕН РІЧКОВОГО ТА МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ

Перший розділ дисертаційного дослідження присвячено літературному та інформаційному пошуку наукових та практичних досліджень, що спрямовані за забезпечення процесів мащення суднових дизелів як головної складової енергетичних установок суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Основні результати розділу 1 відображені в джерелах [5], [74], [75], [88], [89], [90], [91], [111], [112], [113], [114].

1.1. Двигуни внутрішнього згоряння суден морського та внутрішнього водного транспорту: класифікація, основні енергетичні, екологічні та економічні показники та призначення систем, що забезпечують їх функціонування

Двигуни внутрішнього згоряння (дизелі) є найпоширенішими тепловими двигунами з усіх, що використовуються на транспорті [1, 2]. Дизелі є джерелами механічної енергії автомобільного, залізничного, морського та внутрішнього водного транспорту, а також сільськогосподарської та мобільної (малогабаритної чи переносної) техніки [3]. Двигуни, що з'явилися в останні 3...5 років, які використовують енергію акумуляторних електричних батарей, можуть забезпечити потреби лише незначної частини автомобільної техніки та суден прибережного плавання. Крім того, експлуатаційна потужність подібних двигунів не перевищує 300...500 Вт, тривалість їхньої автономної роботи становить 8...10 годин. Тому на

сьогодення не очікується їхнього поширення навіть на великовантажних автомобілях, а тим більше – на залізничних (експлуатаційна потужність яких досягає 10000...12000 кВт), річкових (при потужності енергетичної установки до 20000...25000 кВт) і морських (з сумарною потужністю головних і допоміжних дизельних двигунів до 100000...120000 кВт) засобах транспорту [4]. Саме дизелі в даний час набули домінуючого поширення на всіх без винятку судах морського та внутрішнього водного транспорту незалежно від їх водотоннажності, типу та призначення. Провідні дизелебудівні концерни та фірми випускають судові дизелі в широкому діапазоні розмірів (діаметром циліндра від 0,1 до 0,98 м), кількості циліндрів (від 4-х до 18-ти) та потужності (від 100 до майже 100000 кВт) [5, 6].

ДВЗ на судах морського та внутрішнього водного транспорту виконують функції головних двигунів (ГД), а також допоміжних двигунів (ДД). У першому випадку їх корисна потужність використовується для забезпечення руху судна. При цьому ці функції виконують як двотактні крейцькопфні малообертові дизелі (МОД), а так і чотиритактні тронкові середньообетові дизелі (СОД). У другому, при цьому використовуються виключно чотиритактні СОД або високообертові дизелі (ВОД), вони є приводом електричних генераторів та забезпечують таким чином функціонування судової електростанції.

Ефективність роботи ДВЗ суден морського та внутрішнього водного транспорту визначається їх енергетичними, економічними та екологічними показниками (рис. 1.1).

Основними енергетичними показниками судових дизелів є:

- індикаторний тиск у циліндрі p_i , МПа, що виникає під час робочого циклу, або ефективний тиск p_e , МПа, що характеризує потужність, яка споживається гребним гвинтом (щодо головного двигуна) або електричним генератором (щодо допоміжного двигуна) [7, 8];

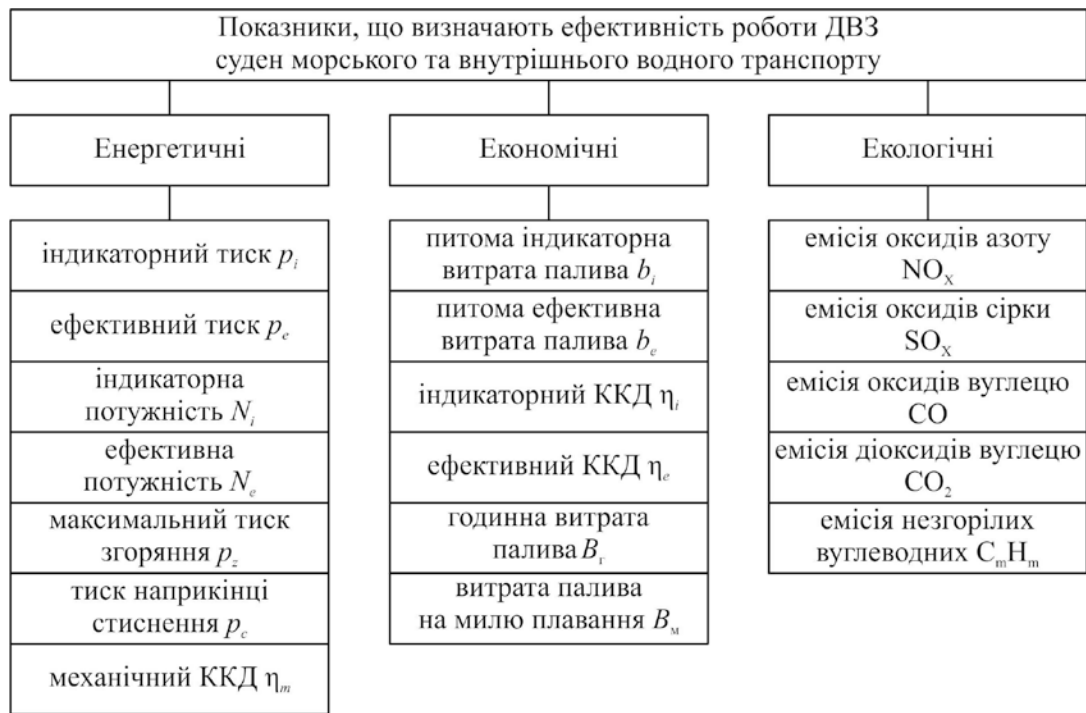


Рис. 1.1. Основні показники судових ДВЗ

• індикаторна потужність N_i , кВт, що виникає в циліндрі дизеля та визначається корисною роботою робочого циклу, або ефективна потужність N_e , кВт, яка передається з вихідного фланцю споживачу енергії [9, 10].

Енергетична ефективність ДВЗ також може бути оцінена за значенням максимального тиску згоряння p_z , МПа, величиною тиску наприкінці стиснення p_c , МПа та механічним ККД η_m , який враховує механічні втрати під час перетворення індикаторної потужності в ефективну.

Під час експлуатації ДВЗ значення p_i , а також величини p_z та p_c визначаються шляхом його індиціювання або діагностування [11, 12].

До основних економічних показників, що характеризують роботу дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту, відносяться:

питома індикаторна / ефективна витрата палива b_i / b_e , кг/(кВт·год);

індикаторний / ефективний ККД η_i / η_e ;

витрата палива на милю плавання B_m , кг/миля.

Основні екологічні показники судових дизелів визначаються емісією оксидів азоту NO_x , оксидів сірки SO_x та оксидів вуглецю CO та CO_2 , що потрапляють до довкілля з випускними газами [13, 14]. Значення емісії NO_x

та SO_x регламентуються вимогами Додатку VI Міжнародної конвенції про запобігання забрудненню з суден 1973 року зі змінами, внесеними Протоколом 1978 року (МАРПОЛ73/78) [15, 16].

Викиди SO_x регламентуються масовим вмістом сірки в судновому паливі. З 01.01.2020 р. відповідно до Додатку VI МАРПОЛ73/78 вміст сірки в паливі не повинен перевищувати 0,1 % за умови експлуатації судна в зонах спеціального екологічного контролю (Sulphur Emission Control Areas – SECAs) та не більш ніж 0,5 % під час експлуатації судна поза районами SECAs. Використання палива з вмістом сірки більш ніж 0,5 % за масою можливий лише за умови додаткового очищення випускних газів у спеціальних технічних пристроях (як такі зазвичай встановлюються скрубери) [17, 18].

Значення емісії CO та C_mH_m не регламентуються вимогами міжнародних конвенцій та національних класифікаційних товариств, при цьому експлуатація суднових дизелів повинна виконуватися за умови як можливо меншої концентрації цих складових випускних газів [19, 20].

Викиди NO_x , SO_x , CO та C_mH_m відносяться до токсичних показників роботи суднових енергетичних установок [21, 22].

Викиди CO_2 відносяться до парникових газів та сприяють підвищенню глобального потеплення [23, 24].

До основних систем, що підтримують безвідмовність роботи дизелів морських суден, відносяться паливна, мащення та охолодження. Завдяки цим системам виконується:

- подача палива до паливних насосів високого тиску та подальше впорскування палива в циліндр дизеля [25, 26];
- мащення багатьох вузлів та контактних поверхонь дизеля (колінчатого та розподільного валів, газотурбонагнітача, циліндрової втулки та поршневих кілець, мотильового, рамового та головного підшипників) [27, 28];
- охолодження циліндрової втулки, кришки циліндра та випускних клапанів [29, 30].

1.2. Аналіз призначення, комплектації та функціонування систем мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту

Однією з систем, що забезпечують функціонування, надійність та працездатність дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту є система мащення. Підвищення потужності (як циліндрової, також агрегатної) та збільшення розмірів дизеля (діаметра циліндра та ходу поршня) ускладнює конструкцію системи мащення та збільшує кількість допоміжного обладнання, що входить до її складу [31-33].

Процеси мащення відіграють першорядну роль під час експлуатації та забезпечення безвідмовності суднових дизелів. Навіть короткочасна відсутність мастильного матеріалу між поверхнями тертя або відхилення в негативний бік процесу мащення від розрахункового та тому очікуваного або передбачуваного режиму мащення може привести до виникнення аварійних ситуацій та зниженню надійності роботи суднової енергетичної установки. Особливо несприятливі ці випадки під час заходу суден до портів, знаходження суден у вузькостях, прибережних зонах та в районах підвищеного судноплавства, а також під час роботи суден у складних метеорологічних умовах [34-36].

Якість процесу мащення суднових дизелів оцінюється за різними показниками, насамперед:

- за аналізом моторного мастила, що взято з підпоршневого простору (лише для двотактних МОД) або з картеру дизеля (для чотиритактних СОД та ВОД) [37, 38];
- за показниками робочого циклу (за величиною тиску наприкінці процесу стиснення та за значенням температури випускних газів) [39, 40];
- за механічними втратами, що виникають під час перетворення теплотворної здатності палива в корисну роботу кругового циклу дизеля та ефективну потужність споживачів енергії [41, 42].

Двотактні крейцкопфні суднові МОД використовують дві системи мащення – лубрикаторну (за допомогою якої мастило подається на стінки циліндрової втулки) та циркуляційну (мастило в якій спрямовується до підшипників колінчатого валу) [43, 44].

Чотиритактні тронкові СОД та ВОД комплектуються лише циркуляційною системою мащення, в якій мастило потрапляє до всіх контактних вузлів дизеля, основними з яких є пари тертя поршневе кільце – втулка циліндра та вкладиш підшипника – колінчатий вал [45, 46].

1.2.1. Особливості комплектування та функціонування систем мащення судових двотактних дизелів

Сучасні суднові двотактні МОД, які використовуються як ГД (такі, що передають свою потужність на гвинт та забезпечують рух судна), комплектуються двома мастильними системами. Одна з них (циліндрова або лубрикаторна) подає мастило в циліндр і забезпечує мащення циліндрової групи (поршневих кілець та втулки циліндра) [47]. За допомогою другої (циркуляційної) мастило подається до підшипників дизеля (крейцкопфного, рамового та мотильового) [48]. Основним призначенням як циліндрової / лубрикаторної, так циркуляційної системи є запобігання контактним взаємодіям деталей дизеля за рахунок створення між ними мастильного шару та забезпечення гідродинамічного або граничного режиму мащення поверхонь тертя. Саме за цих умов забезпечується мінімальне зношування деталей дизеля та мінімальні втрати його потужності [49, 50].

Принципова схема циліндрової / лубрикаторної системи мащення судового МОД надана на рис. 1.2.

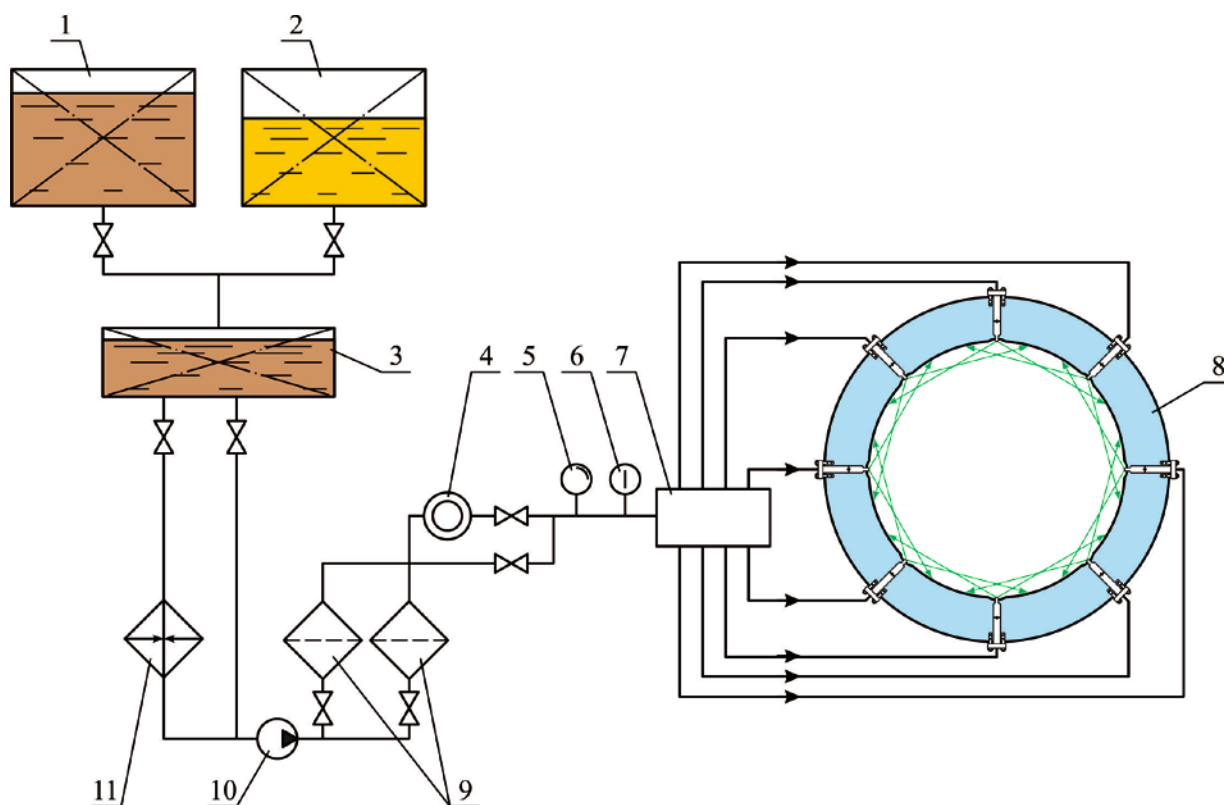


Рис. 1.2. Принципова схема циліндрової / лубрикаторної системи мащення суднового МОД:

- 1, 2 – цистерни запасу циліндрового / лубрикаторного мастила; 3 – витратна цистерна; 4 – витратомір; 5 – манометр; 6 – термометр; 7 – лубрикатор;
8 – циліндрова втулка; 9 – мастильний фільтр; 10 – мастильний насос;
11 – мастильний підігрівач

У циліндровій / лубрикаторній системі мащення передбачається дві цистерни запасу мастила 1 та 2, у яких зберігається мастило з різним лужним числом. Під час використання палива, вміст сірки в якому досягає 0,5 % використовується мастило з лужним числом 40...50 мгКОН/г, де – гідроксид калію, що використовується як лужний компонент. Під час використання палива, вміст сірки в якому не перевищує 0,1 % (в разі експлуатації судна в SECAs) використовується мастило з лужним числом 20...30 мгКОН/г. Мастило, яке необхідно для мащення циліндрової втулки, потрапляє до витратної цистерни 3. Далі мастило за допомогою мастильного насоса 10 через фільтр 9 спрямовується до лубрикатора 7. У разі необхідності

збільшення температури мастила здійснюється в мастильному підігрівачі 11. Кількість мастила, що поступає до лубрикатора, а також його тиск та температура визначаються за допомогою витратоміра 4, манометра 5 та термометра 6.

Якість процесу мащення, що забезпечується циліндровою системою, оцінюється за такими показниками:

- АСС-фактора (Adaptable Cylinder oil Control) [51, 52];
- питомій витраті мастила на мащення циліндрової групи – FR (Feed Rate) [53, 54];
- лужному числу мастила (Total Base Number – TBN чи BN), взятому з підпоршневого простору дизеля [55, 56];
- кількості металевих частинок (Particle Quantity Index – PQI) у мастилі, взятому із підпоршневого простору дизеля [57, 58].

Дані параметри є взаємопов'язаними та визначаються на підставі результатів сервісних оглядів циліндрової групи, вимірювань зносу циліндрової втулки та аналізу мастила, взятому з підпоршневого простору дизеля.

Величина АСС-фактора приймається за експериментальними даними, залежно від значень PQI (Particle Quantity Index) – кількості металевих частинок та BN в аналізах мастилі, взятому з підпоршневого простору. Для суднових МОД АСС-фактор дорівнює $0,2 \dots 0,35 \text{ г/(кВт} \cdot \text{год} \cdot \text{S \%)}$ [37, 44].

Величини BN та PQI визначаються на підставі лабораторних досліджень, що виконуються безпосередньо на борту судна за допомогою суднових діагностичних лабораторій відповідно до міжнародного стандарту ASTM D5185-09 [59]. Крім того, значення BN має визначатися відповідно до вимог ISO 3771:2011(E) [60]. Для визначення BN використовуються судові діагностичні лабораторії, такі як Cylinder Scrape-Down Oil Analysis, Unimarine Cylinder Scrape-Down Oil Analysis, Shell Analex Alert, Signum onboard test kit of ExxonMobil, Parker Kittiwake Cold Corrosion Test Kit, Digi TBN Test [61, 62].

Згідно з рекомендаціями дизелебудівних фірм MAN-Diesel & Turbo та Wartsila-Sulzer, значення питомої витрати мастила на мащення циліндрової групи не повинно бути нижче 0,6 г/(кВт·год) [63, 64]. Залежно від часу експлуатації циліндрової групи величина FR знаходиться у межах, наведених у таблиці 1.1 [65, 66].

Таблиця 1.1

Рекомендовані значення питомої витрати циліндрового мастила в залежності від часу експлуатації циліндрової групи дизеля

Час експлуатації, години	Питома витрата циліндрового мастила, г/(кВт·год)
0...5	1,7
5...100	1,5
100...200	1,3
200...300	1,1
300...400	0,9
400...500	0,7

Порівнянні з циліндровою, циркуляційна система мащення суднових двотактних дизелів відрізняється більш насиченим складом та включає циркуляційні та бустерні насоси, фільтра, охолоджувачі мастила, сепаратори та інше обладнання та вимірювальні прилади. Принципова схема подачі циркуляційного мастила до контактуючих поверхонь судового двотактного дизеля надана на рис. 1.2.

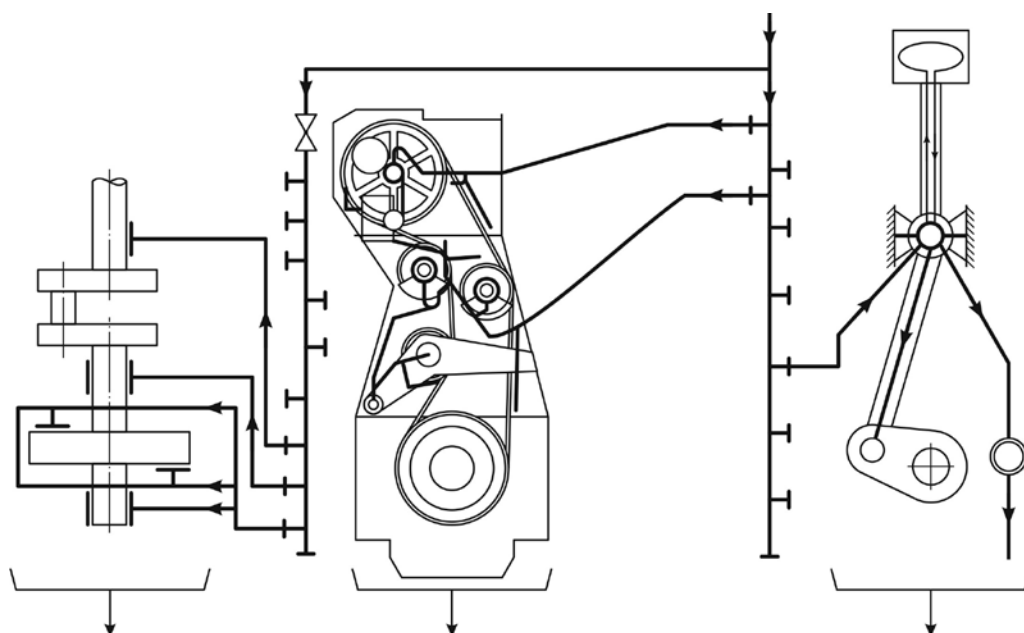


Рис. 1.2. Принципова схема подачі мастила до контактуючих поверхонь циркуляційною системою мащення суднового двотактного дизеля

Мащення підшипникових вузлів двотактного дизеля (а саме, рамового та мотильового) здійснюється через підвищений тиск мастила, яке потрапляє до цих вузлів через свердлення в колінчатому валу. Мащення крейцкопфного підшипника та охолодження поршня (через подачу до його внутрішніх порожнин мастила) забезпечується за допомогою телескопічних пристроїв. Також окремо здійснюється мащення шестеренної або ланцюгової передачі та розподільного вала (у випадку його наявності) [67].

Основними показниками, що контролюються під час експлуатації циркуляційної системи мащення суднового двотактного дизеля є тиск мастила на вході до дизеля та температура мастила на виході з дизеля. Саме через відхилення цих показників (за умови зменшення тиску та підвищення температури) виникають збільшення контактних взаємодій між парами тертя, переш за все між колінчатим валом та вкладишами підшипників.

1.2.2. Особливості комплектування та функціонування систем мащення суднових чотиритактних дизелів

Суднові чотиритактні дизелі характеризуються однією загальною системою мащення. Як така система використовується циркуляційна система мащення, за допомогою якої забезпечується подача мастила як до трибосполучення вал – вкладиш підшипника, а також до трибосполучення циліндрова втулка – поршневі кільця [67, 68]. Принципова схема системи циркуляційного мащення суднового чотиритактного дизеля надана на рис. 1.3.

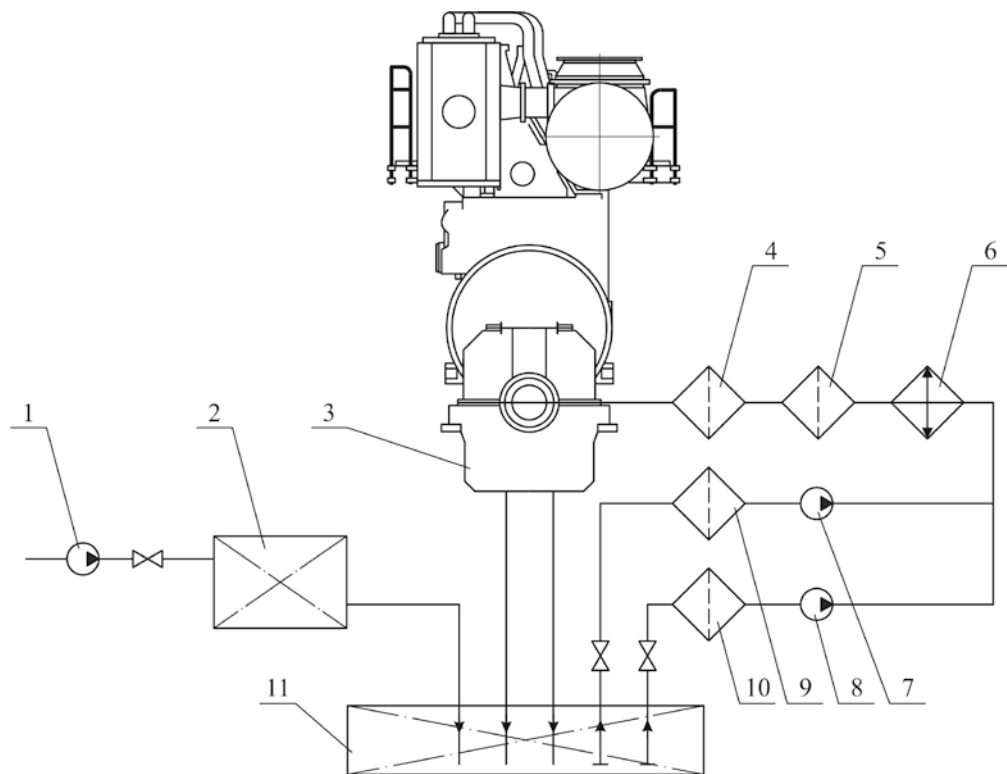


Рис. 1.3. Принципова схема системи циркуляційного мащення суднового чотиритактного дизеля:

- 1 – насос, що підкачує мастило; 2 – мастильна цистерна;
 3 – судновий дизель; 4 – фільтр тонкого очищення; 5, 9, 10 – фільтр грубого очищення; 6 – охолоджувач мастила; 7, 8 – циркуляційні мастильні насоси;
 11 – стічна цистерна

Подача мастила до циркуляційної системи мащення здійснюється мастильним насосом 1, за допомогою якого забезпечується поповнення мастильної цистерни 2 та подальше потрапляння мастила до стічної цистерни 11. Подача мастила на мащення деталей дизеля 3 забезпечується циркуляційними насосами 7 або 8, при цьому мастило піддається попередньому очищенню у фільтрі грубого очищення 9 або 10. У разі необхідності охолодження мастила здійснюється в охолоджувачі 6. Перед потраплянням до дизеля мастило очищується у фільтрі грубого 5 та тонкого 4 очищення.

У чотиритактному дизелі мащення колінчатого вала та підшипників (рамового, мотильового, а також головного / поршневого пальця) здійснюється завдяки тиску, що забезпечує циркуляційний насос. Мащення циліндрової групи – через випаровування мастила з картеру дизеля та через розбризкування мастила під час обертання колінчатого вала та його періодичне проходження через обсяг мастила, що знаходиться в картері. Поповнення обсягу мастила, що знаходиться в картері дизеля, виконуються періодично шляхом контролю його кількості.

Основними показниками, що характеризують якість перебігу процесу мащення суднового чотиритактного дизеля, є вміст у мастилі металевих та інших домішок, концентрація яких визнається через хімічний або спектрографічний аналіз мастила. Збільшення вмісту металевих домішок у мастилі свідчить про підвищений знос вкладишів підшипників або поршневих кілець. Підвищення вмісту в мастилі вуглецевих складових (насамперед незгорілих вуглеводнів та сажі) відповідає погіршенню технічного стану поршневих кілець (через їх надмірний знос, пошкодження та поломку) та зменшенню їх компресійної дії, що є підставою для проникнення газів з циліндру дизеля в картер.

Непрямими показниками процесу мащення суднового чотиритактного дизеля є тиск наприкінці стиснення, питома витрата палива та витрата мастила на вигар. Стрибкоподібне зменшення тиску наприкінці стиснення в

одному з циліндрів свідчить про погіршення роботи його поршневих кілець, підставою якого може бути порушення умов мащення. Пошкодження або поломка поршневих кілець та пов'язані з цим витoki газів з циліндра в бік картеру також можуть бути однією з підстав збільшення питомої витрати палива та витрати мастила на вигар [69, 70].

Рух мастила в циркуляційній системі під час мащення рамових і мотилевих підшипників відбувається за внутрішнім свердлінням колінчатого вала, а головного – за свердлінням у шатуні (рис. 1.4). При цьому контур змащування всередині вала та шатуна є закритим і рух мастила всередині вала та шатуна відбувається без його витоків. Мащення рамових і мотильових підшипників судових дизелів супроводжується витокami мастила зі сполучення вкладиш-вал, у зв'язку з тим, що в даних точках контур мащення стає відкритим, а мастило піддається внутрішній (від циркуляційного насоса) і зовнішній (від тиску вала та шатуна) силової дії.

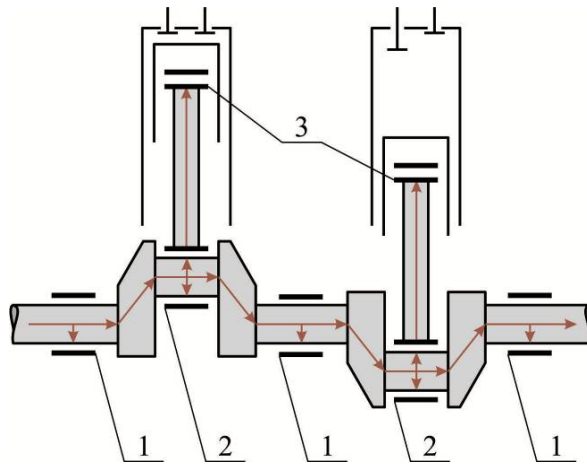


Рис. 1.4. Рух мастила в циркуляційній системі мащення судового чотиритактного дизеля (фрагмент):

1 – рамовий підшипник; 2 – мотильовий підшипник; 3 – головний підшипник

Мастило, яке знаходиться у поєднанні вкладиш-вал, забезпечує гідравлічну щільність та запобігає безпосередньому контакту цієї пари тертя. Збільшенню гідравлічної щільності сприяють сили поверхневого натягу, що виникають на поверхні мастильної плівки при контакті з повітряною фазою.

Величина цих сил пропорційна значенню крайових кутів змочування θ (рис. 1.5).

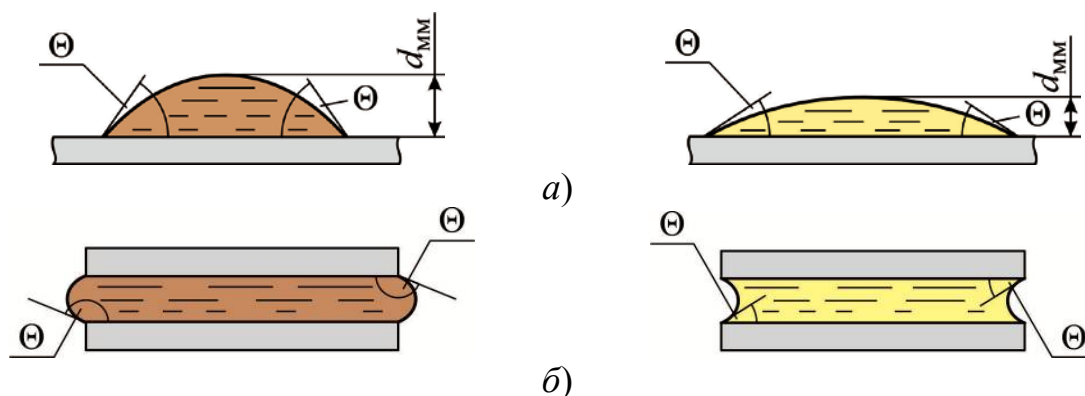


Рис. 1.5. Вплив крайових кутів змочування θ на форму мастильного шару:

а – на поверхні (d_{mm} – товщина шару моторного мастила);

б – у трибосполученні

Збільшення крайових кутів змочування як на відкритій поверхні (на межі фаз метал-мастило-повітря), так і між поверхнями (на межі фаз метал-мастило-метал) сприяє підвищенню сили поверхневого натягу, зменшенню витоків мастила, підвищенню несучої здатності мастильного шару [5, 71]. Підвищення витоків у поєднанні вкладиш-вал зменшує демпфуючі властивості мастила, що може призвести до підвищеного зносу вкладишів і збільшення витрати мастила на вигар. Крім того, при цьому (через збільшення сили тертя між поверхнями, що вступають у безпосередній контакт), збільшуються механічні втрати, а також знижується ефективна потужність дизеля [72, 73].

Таким чином, підвищення гідравлічної щільності трибосполучення вал-мастильний шар-вкладиш підшипника (яке може бути забезпечене за рахунок збільшення крайових кутів змочування мастильної плівки) сприяє зниженню механічних втрат, що виникають у судових дизелях під час отримання корисної роботи [74, 75].

1.3. Аналіз властивостей та експлуатаційних характеристик мастил, що використовуються в системах мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту

Суднові мастила, що забезпечують процес мащення контактуючих деталей ДВЗ, є невід'ємною складовою трибологічної системи метал – мастильний матеріал – метал [76-78]. Разом з основним призначенням (зниженням тертя між контактуючими поверхнями та пов'язаного з цим зменшення їх зносу) мастило забезпечує охолодження деталей та вузлів, а також виконує функції їх захисту від хімічної, електрохімічної та газової корозії [79, 80].

Сучасні суднові мастила являють собою складні дисперсні системи, в яких дисперсним середовищем є так зване «базове» мастило, дисперсною фазою – органічні та неорганічні хімічні сполуки, що знаходяться в розчиненому або слабкорозчиненому стані [81, 82].

Тенденції розвитку суднового дизелебудування одночасно впливають на зміну техніко-експлуатаційних вимог до суднових моторних мастил, а також до оцінки їх якості та експлуатаційних характеристик [83, 84]. Щорічно змінюються вимоги до вже загальновизнаних показників, що характеризують експлуатаційні характеристики мастил, та вводяться нові, що відображають їх окремі відмінності. Але в будь-якому випадку завжди беруться до уваги такі, що вказані нижче [85, 86].

Кінематична в'язкість або просто «в'язкість» є найважливішим параметром мастила. В'язкість характеризує опір плинності рідини та визначається шляхом вимірювання часу, необхідного для проходження рідини через певний капіляр за певної температури. В'язкість моторних мастил зазвичай визначається за температурою 40°C або 100°C та виражається в $\text{мм}^2/\text{с}$ або сСт.

Товщина мастильної плівки, що утворюється мастильним матеріалом, зазвичай пропорційна його в'язкості, тому мастильний матеріал з більш високою в'язкістю теоретично повинен забезпечувати кращий поділ поверхонь, що змащуються. Однак для зсуву мастила з вищою в'язкістю потрібна більша потужність, що призводить до втрат потужності та надмірного локального виділення тепла [87, 88].

Під час вибору мастильного матеріалу важливо переконатися, що його в'язкість є достатньою для виконання експлуатаційних вимог навіть у найважчих умовах. Оскільки занадто висока в'язкість призводить до втрат потужності та додаткових вимог до охолодження, в'язкість завжди повинна бути мінімальною та при цьому відповідати передбачуваним експлуатаційним вимогам обладнання [89, 90].

Ще однією характеристикою мастила, яка пов'язана з в'язкістю та має значення для мащення двигуна, є **індекс в'язкості**. Індекс в'язкості характеризує зміну в'язкості мастила залежно від температури, при цьому високий показник індексу в'язкості означає, що в'язкість мастила менш чутлива до зміни температури, а низький – більш чутлива до зміни температури.

Здатність мастильного матеріалу нейтралізувати кислоти визначається лужністю масла, яка характеризується **загальним лужним числом** (Total Base Number – TBN або Base Number – BN). Величина TBN / BN знаходиться в діапазоні 5...100, дані числа виражають кількість міліграм гідроксиду калію KOH, розчиненого в грамі мастила – мгKOH/г [91, 92]. Чим вище значення TBN / BN, тим більш високі антикорозійні властивості має мастило. Мастило з високим показником TBN / BN (від 40 і вище) використовується в двотактних двигунах у циліндрових системах мащення. Таке мастило повинно нейтралізувати дію сірчаної H_2SO_4 і сірчистої H_2SO_3 кислот, які утворюються в циліндрі під час згоряння палива. Крім того, частина кислот утворюється безпосередньо під час окислення мастила [93, 94].

У циркуляційних системах (як двох, так і чотиритактних дизелів) використовується мастило з вмістом TBN / BN=5...25, тому що в подібних системах основна функція мастила полягає у забезпеченні мащення підшипників колінчатого валу.

У міру того, як лужні миючі присадки вступають у реакцію з кислотами, що утворюються в циліндрі дизеля від згоряння палива або потрапляють у картер дизеля, відбувається поступове зменшення лужності мастильного матеріалу та руйнування його лужних присадок. Насамперед це залежить від вмісту сірки в паливі та витрати моторного мастила [95, 96].

Суднові моторні мастила, що використовуються в системах мащення ДВЗ, поділяються на три види за призначенням та областю застосування:

1) мастила для мащення циліндрової групи судових МОД крейцкопфного типу – лужне число 30...70 мгКОН/г, клас в'язкості за американською асоціацією автомобільних інженерів (Society of Automotive Engineers – SAE) – SAE40 або 50;

2) мастила для мащення судових СОД – лужне число 10...40 мгКОН/г, клас в'язкості SAE30 або 40;

3) мастила, що застосовуються в циркуляційних системах мащення головних (крейцкопфних), і деяких допоміжних (тронкових) судових дизелів – лужне число 5...15 мгКОН/г, клас в'язкості SAE30 [97, 98].

У даний час світове судноплавство, суднове дизелебудування, а також тенденції в зміні способів переробки нафти та вимоги до якості палив, що постачаються для суден морського та внутрішнього водного транспорту, вступили в новий етап розвитку, завдання якого полягають в забезпеченні екологічності їх роботи, значному підвищенні економічності ДВЗ та створенні умов, що сприяють використанню в них палив підвищеної густини (більш ніж 1000 кг/м³) [99, 100]. Наслідком такого розвитку стало створення довгоходових L-моделей та понаддовгоходових S-моделей МОД, для яких характерне відношення ходу поршня до діаметра циліндра S/D досягає 4,0...4,5, а в найбільш останніх G-моделях до 5,0 [101-103]. Підвищення ходу

поршня S, з одного боку, збільшує об'єм циліндра та відповідно циліндрову потужність, з іншого – збільшує площу дзеркала втулки циліндра, яку потрібно змащувати (таблиця 1.2), а також час контакту мастильної плівки з гарячими газами.

Таблиця 1.2

Конструкційні характеристики дизелів фірми MAN-Diesel & Turbo

Модель дизеля	Діаметр циліндра, м	Хід поршня, м	Площа дзеркала втулки циліндра, м ²
K80ME	0,8	2,3	5,778
L80ME	0,8	2,592	6,511
S80ME	0,8	3,056	7,677
G80ME	0,8	3,72	9,345

Довгоходові МОД відрізняються від двигунів з традиційними співвідношеннями S/D зниженою частотою обертання на номінальній потужності, що забезпечує більш високий індикаторний ККД двигуна та пропульсивний ККД усієї установки [104]. Висока економічність таких двигунів досягнута і завдяки підвищенню максимального тиску згоряння та поліпшенню індикаторного процесу. Усі ці зміни прямо стосуються формування мастильної плівки на поверхні деталей, що змащуються.

Основними функціями процесу мащення циліндрової групи дизелів є:

- створення мастильної плівки, що поділяє контактні поверхні циліндрова втулка – поршневі кільця;
- забезпечення гідравлічного ущільнення між циліндровою втулкою та поршковими кільцями, що запобігає потраплянню продуктів згоряння в підпоршневий простір;
- забезпечення охолодження поверхонь циліндрової втулки, поршня та поршкових кілець;
- захист втулок, поршнів та поршкових кілець від корозійного впливу шляхом нейтралізації кислотних складових продуктів згоряння;

- запобігання заклинювання та заїдання поршнів і поршневих кілець шляхом видалення відкладень з контактуючих поверхонь;
- запобігання абразивному зносу шляхом розм'якшення відкладень, які утворились на контактуючих поверхнях [105-107].

Використання важких і надважких палив у крейцкопфних дизелях зумовлює посилення вимог до ряду властивостей циліндрового мастила. Перш за все це стосується забезпечення нейтралізуючої здатності, високої термоокислювальної стабільності та антинагарних властивостей мастила. Конструктивне вдосконалення МОД та посилення умов їх експлуатації формують основні вимоги, що висувуються до циліндрових мастил:

- мастило має володіти відповідною в'язкістю для забезпечення достатньої мастильної здатності при високих робочих температурах і в той же час швидко розтікатися по контактних поверхнях;
- створювати ефективне ущільнення між поршневими кільцями і втулкою циліндра;
- знижувати до мінімальної величини тертя ковзання та забезпечувати високі антифрикційні властивості;
- нейтралізувати сильні мінеральні кислоти, які утворюються під час спалювання палива, що містить сірку;
- запобігати утворенню нагару в зоні поршневих кілець, вікнах втулки циліндра, на випускних клапанах і забезпечувати рухливість кілець у процесі тривалої експлуатації;
- спалюватися в циліндрі, залишаючи якомога менше нагару можливо більш м'якою консистенцію [108, 109].

Другим видом мастила, що застосовуються в крейцкопфних МОД, є циркуляційне, що призначене для мащення рамових, мотильових і крейцкопфних підшипників, а також для охолодження поршнів. Функції цього мастила, крім мащення та охолодження, полягають у запобіганні корозії та іржавіння деталей (у тому числі також за наявності води), підтримці нерозчинних частинок у підвішеному стані (для забезпечення

чистоти деталей картера двигуна), хорошій водовіддаючій здатності, малій емульгованості з водою, а також стійкості до окислення під час прокачування через високотемпературну зону поршнів. Принципова схема подачі мастила до контактних вузлів, що забезпечується циркуляційною системою мащення суднового МОД показана на рис. 1.6.

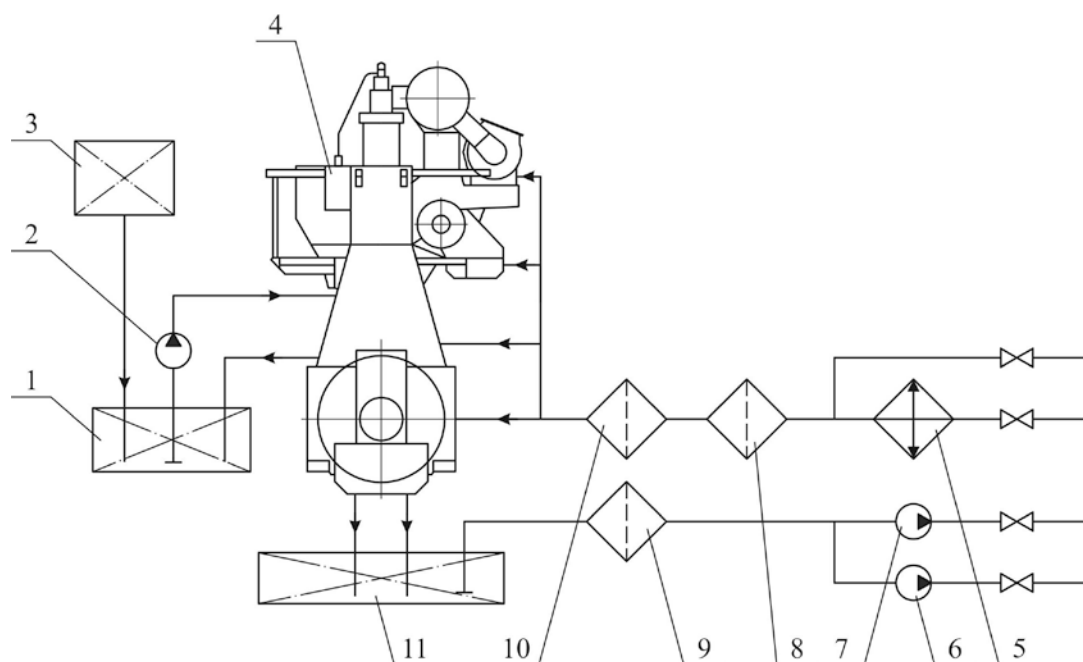


Рис. 1.6. Забезпечення мащення контактних вузлів циркуляційною системою мащення суднового МОД:

1 – витратна цистерна циркуляційного мастила; 2 – насос мащення крейцкопфного підшипника та охолодження поршня; 3 – цистерна запасу циркуляційного мастила, 4 – судновий дизель; мастильний фільтр; 5 – охолоджувачі мастила; 6, 7 – циркуляційні насоси; 8, 9 – фільтр грубого очищення; 10 – фільтр тонкого очищення; 11 – стічна цистерна

Як циркуляційні в основному застосовуються три типи мастил:

- мастила з антикорозійними і антиокисними присадками, а також присадками, вміст лужних складових у яких не перевищує 10 мгКОН/г;
- мастила, що містять лужні присадки з показником 10...15 мгКОН/г;
- мастила багатоцільового призначення з підвищеним вмістом присадок до рівня лужного числа 15...20 мгКОН/г [110].

Циркуляційні мастила багатоцільового призначення з підвищеним вмістом присадок призначені для мащення СОД та ВОД. Використання таких мастил дає незаперечні переваги в порівнянні з іншими типами циркуляційних мастил у плані уніфікації асортименту та зручності в експлуатації.

Особливий клас представляють мастила для потужних суднових СОД, що експлуатуються на важких паливах. Такі дизелі використовуються як головні двигуни, та передають свою потужність на гвинт, крок якого регулюється [111].

Більшість суднових СОД використовуються як допоміжні двигуни, які забезпечують привід електрогенераторів. Виконання мастилом в СОД сукупності функцій, які в МОД виконують два різних за рівнем моторних якостей мастила, висуває до нього особливі вимоги. Основні вимоги, що висуваються до властивостей мастил, призначених для змащення суднових СОД:

- запобігати утворенню відкладень на поршні та заляганню поршневих кілець у канавках;
- забезпечувати достатню нейтралізуючу здатність відносно конденсованих кислот, що утворюються як результат згоряння сірчистого палива;
- забезпечувати високу міцність мастильної плівки в умовах великих механічних навантажень на деталі тертя та запобігати їхньому зносу;
- запобігати корозії підшипникових сплавів;
- запобігати утворенню низькотемпературного шламу в картері двигуна;
- володіти здатністю витримувати великі концентрації сажі та інших нерозчинних забруднень, зберігаючи їх в дрібнодисперсному стані;
- володіти високою водовидалюючою здатністю під час сепарації та малою емульгованістю з водою;
- зберігати протягом тривалого часу досить високий рівень лужності, здатність до опіру окиснення та підтримувати детергентні властивості [91].

1.4. Аналіз причин зміни функціональних характеристик моторних мастил та методи контролю їх технічного стану

До основних функціональних характеристик моторних мастил, що впливають на перебіг процесів мащення відносяться в'язкість, загальне лужне число, вміст забруднюючих речовин та води [74, 91, 112].

Циліндрове мастило, що використовується в двотактних крейцкопфних двигунах, зазвичай має вищий клас в'язкості, ніж мастило для циркуляційної системи мащення. Тому забруднення циркуляційного мастила через потрапляння до нього циліндрового мастила (яке може статися через зниження герметичності сальника штока поршня) призведе до збільшення в'язкості циркуляційного мастила та погіршення якості мащення підшипникових вузлів.

До можливих причин підвищення в'язкості мастильного матеріалу відносяться також інші процеси, такі як окислення, потрапляння в мастило нітратів та сульфатів, нерозчинність твердих домішок, вміст сажі та забруднення водою. Слід зазначити, що під час зменшення кількості мастила в системі мащення прискорюються всі згадані вище процеси, таким чином, підтримка кількості мастила на мінімальному рівні може опосередковано впливати на в'язкість моторного мастила.

Загальне лужне число мастильного матеріалу є мірою запасу лужності, який безпосередньо характеризує здатність мастильного матеріалу захищати поверхні дизеля від корозійного впливу кислот, що утворюються в результаті згоряння палива та подальшого окислення випускних газів. У процесі згоряння сірка, що входить до складу палива, перетворюється на оксиди сірки. Під час контакту цих оксидів з холоднішими стінками циліндра вони конденсуються та вступають у реакцію з водяною парою, яка також є побічним продуктом процесу згоряння. У результаті на стінках циліндрових втулок утворюється кислота, що має високу корозійну активність. У процесі

нейтралізації лужні присадки, що входять до складу циліндрового мастила, будуть витрачатись, що призведе до утворення сульфатів магнію $MgSO_4$, натрію Na_2SO_4 або кальцію $CaSO_4$, залежно від того, які присадки використовуються в мастилі. Дані речовини входитимуть до складу нерозчинних частинок, що знаходяться в мастилі у зваженому стані.

У процесі експлуатації дизеля загальне лужне число мастила TBN поступово знижується. У двотактних крейцкопфних дизелях це відбувається через контакт циліндрового мастила з сірчаноокислотними сполуками, які утворюються під час згоряння палива. У чотиритактних тронкових дизелях зниження TBN циркуляційного мастила відбувається у зв'язку з контактом мастила як з газами, що утворюються в циліндрі, так і з парами палива, що потрапляють до картеру дизеля. Зниження TBN для циліндрового мастила оцінюється за значенням даного параметра в мастилі, що знаходиться в підпоршневому просторі дизеля. Постійне зниження TBN в мастилі, яке потрапляє до підпоршневого простору дизеля, свідчить про невідповідність лужного числа мастила вмісту сірки в паливі або недостатню подачу циліндрового мастила. В останньому випадку, крім зниження TBN мастила, спостерігається також підвищений вміст механічних домішок в циліндровому мастилі. За умовою правильного вибору циліндрового мастила (його лужного числа) для палива (вмісту сірки в паливі), а також за умови правильного дозування циліндрового мастила досягається «точка рівноваги» TBN в мастилі, що знаходиться в підпоршневому просторі дизеля, – таке значення, яке не змінюється за будь-яких режимів експлуатації дизеля. Значення TBN залишатиметься в точці рівноваги за умови, що витрата мастила та вміст сірки у паливі залишаються стабільними [28, 90, 107].

У чотиритактних тронкових дизелях (які мають одну загальну систему мащення) контроль значення TBN здійснюється за аналізом мастила, що знаходиться в картері дизеля. Зниження TBN в даному випадку свідчить про порушення компресійної дії поршневих кілець, внаслідок чого частина газів, що утворюються в циліндрі, а також частина незгорілого палива (у разі його

підвищеної подачі або догоряння на лінії розширення) потрапляють у картер дизеля. Для кожного чотиритактного дизеля фірма виробник встановлює мінімально допустимі значення TBN циркуляційного мастила. Ці значення гарантують здатність мастила нейтралізувати дію сірчистих сполук у циліндрі дизеля та забезпечити мастильні функції мастильної плівки в підшипниках дизеля.

У циліндрове мастило, яке після виконання своїх функцій зі змащування та охолодження втулки та нейтралізації кислотних сполук потрапляє в підпоршневий простір, а також у циркуляційне мастило, що знаходиться в картері дизеля, можуть надходити різні елементи (як металевого, так і неметалічного походження). Деякі елементи зазвичай використовуються в присадках до мастильних матеріалів, інші утворюються в результаті зношування деталей двигуна або продуктів згоряння. Забруднюючі мастило речовини, такі як паливо та вода, можуть призводити до збільшення кількості різних домішок. Оскільки в різних марках мастил використовуються різні композиції присадок, концентрація окремих елементів може бути використана для ідентифікації мастильного матеріалу, а також для виявлення забруднення / змішування з іншими мастильними матеріалами та діагностування технічного стану мастила [5, 80, 113].

Різні деталі двигуна (циліндрові втулки, поршневі кільця, вкладиші підшипників) виготовляються з різних сплавів, що містять різні елементи в різних концентраціях. Присутність у мастилі таких елементів, званих елементами зносу, може свідчити про знос деталей двигуна, таких як підшипники, циліндрові втулки та кільця поршневі. Якщо вміст зносостійких елементів у мастилі раптово збільшується, це може свідчити про позаштатну ситуацію в системі мащення, перехід гідродинамічного режиму мащення в граничний і навіть виникнення сухого тертя. За елементним складом забруднень, що знаходяться в мастилі, можна визначити джерело їх надходження.

Забруднення в циркуляційне мастило може потрапляти не тільки від циліндрових втулок, кілець та вкладишів підшипників, але й від інших елементів дизеля, а також від палива, води та продувного повітря. У таких випадках насамперед визначаються рівні вмісту ванадію Va та нікелю Ni. При цьому їх вміст можливий як у циркуляційному мастилі як чотиритактних, так і двотактних дизелів. У першому випадку частинки ванадію Va і нікелю Ni потрапляють у картер дизеля у зв'язку з тим, що циліндрова група та підшипники ковзання змащуються одним і тим самим мастином однієї циркуляційної системи. У другому – причиною є негерметичність сальникових ущільнень штока, через які відбувається змішування мастила, що знаходиться в підпоршневому просторі дизеля та мастила, що знаходиться в картері дизеля. Основні елементи, що входять до мастила як забруднення, а також джерела їх появи наведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3

Основні елементи, що входять до мастила як забруднення

Елемент	Джерело появи
Алюміній, Al	Знос вкладишів підшипників
Асфальтосмолисті відкладення	Неповне згоряння палива
Ванадій, Va	Високов'язке паливо
Вода, H ₂ O	Продувне повітря, система охолодження
Залізо, Fe	Знос втулки та поршневих кілець
Кремній, Si	Розкладення присадок
Мідь, Cu	Знос вкладишів підшипників
Молібден, Mo	Знос вкладишів підшипників
Натрій, Na	Розкладення присадок
Нікель, Ni	Високов'язке паливо
Нітрати, NO	Продукти згоряння
Олово, Sn	Знос вкладишів підшипників
Свинець, Pb	Знос вкладишів підшипників
Сульфати, SO	Продукти згоряння
Хром, Cr	Знос втулки та поршневих кілець

Процес мащення суднових дизелів є одним з основних, які забезпечують його функціонування, а також надійну та безпечну роботу [112, 113]. Порушення процесу мащення (критичне зниження тиску або критичне підвищення температури мастила) може призвести до збільшення температурних та механічних напруг, а також – виникнення аварійної ситуації (поломки поршневих кілець, заклинювання поршня в циліндрі, прокручування вкладишів підшипників). Критичне відхилення показників роботи систем циліндрового або циркуляційного мащення головних крейцкопних дизелів (наприклад, надмірне зниження тиску мастила, його відсутність, надмірне підвищення температури) призводить до їх аварійної зупинки системою автоматичного регулювання. Аналогічна аварійна зупинка з боку системи автоматичного регулювання здійснюється в разі критичних показників у роботі системи циркуляційного мащення суднових СОД, які виконують функцію ГД та передають потужність гребного гвинту [114, 115]. Зупинка ГД та призупинення передачі механічної енергії до гребного гвинта унеможливорює рух судна та суттєво зменшує його маневрові якості.

До аналогічних наслідків призводить критичне відхилення показників роботи циркуляційних систем мащення суднових тронкових дизелів, які виконують функцію ДД та забезпечують електричною енергією навігаційне обладнання, вантажні пристрої, рульову машину та обладнання суднових систем машинного відділення. Навіть короткострокова зупинка цих дизелів (як під час морського / океанського переходу, так і під час стоянки в порту / на рейді) може призвести до серйозної аварії (зіткнення суден, пошкодження судна та суднового обладнання, порушення вантажних операцій, екологічного забруднення довкілля та портової території) [116].

Тому підтримання надійної та безпечної роботи систем мащення суднових дизелів (як однієї з основних систем, що забезпечують їхнє функціонування), а також забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту є актуальним науково-прикладним завданням.

1.5. Висновки за розділом 1 та постановка завдання дослідження

Як результат аналізу літературних джерел з розв'язання завдання забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту, що виконано в 1-му розділі визначимо наступне.

1. Функціонування та експлуатаційна надійність судових дизелів (двотактних та чотиритактних, головних та допоміжних) не можливе без забезпечення процесу мащення їх основних контактних вузлів – циліндрової втулки та поршневих кілець, а також колінчатого вала та вкладиша підшипників.

2. Мащення рамових і мотильових підшипників судових дизелів (яке забезпечується циркуляційною системою мащення) супроводжується витоками мастила зі сполучення вкладиш-вал, у зв'язку з тим, що в даних точках контур мащення стає відкритим, а мастило піддається внутрішній (від циркуляційного насоса) і зовнішній (від тиску валу та шатуна) силовій дії. Також відкритим є контур мащення між втулкою циліндра та поршневими кільцями (мащення якого забезпечується циліндровою / лубрикаторною системою мащення), при цьому мастило піддається силовій дії з боку поршневих кілець та продуктів згоряння.

3. У визначних умовах експлуатації систем мащення вкрай важливим стає завдання забезпечення гідравлічної щільності в сполученнях втулка-кільце та вал-вкладиш, що буде сприяти зменшенню витоків мастила з вказаних з'єднань та забезпеченню режимів їх мащення.

4. З урахуванням викладеного завданням дослідження визначено удосконалення процесів мащення циліндрової групи та підшипників ковзання дизелів суден річкового та морського транспорту.

РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

Другий розділ відображає загальну методику дисертаційного дослідження.

Результати досліджень, які наведені в цьому розділі, були отримані під час літературного та патентного пошуку, а також аналізу можливих методів та технологій проведення експериментів та випробувань.

Основні результати розділу 2 наведені в роботі [125].

2.1. Вибір теми наукового дослідження та визначення шляхів досягнення завдань дослідження

Наукові дослідження, що виконуються в Національному університеті «Одеська морська академія» з галузі знань «Транспорт», базуються на фундаментальних розробках доктора технічних наук, професора, заслуженого працівника народної освіти України В.А. Голікова, який розробив та запропонував власну методологію наукових досліджень. Згідно з цієї методологією науково-прикладні дослідження повинні розвиватися на основі традиційного філософського методу сходження від «загального» через «часткове» до «особистого». Стратегією цієї методології є теза «...щоб уникнути односторонності в дослідженні об'єкту, необхідно врахувати всі суттєві сторони та зв'язки предмета ...».

Дослідження, що були виконані на суднах морського транспорту, дозволили висунути наступні **апріорі та апостеріорі**:

- якість процесів мащення контактних вузлів дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту визначається функціональними

характеристиками та структурними особливостями моторних мастил, що використовуються в системах циліндрового та циркуляційного мащення [31];

- дисипація енергії, що виникає в судових дизелях, призводить до збільшення механічних втрат та виникнення переважно граничних режимів мащення у таких основних контактних вузлах, як поршневі кільця – втулка циліндра та вкладиш підшипника – вал [112, 117].

З урахуванням галузі наукових знань та наукової спеціальності, якими є «транспорт» та «морський та внутрішній водний транспорт», на підставі тенденцій розвитку та особливостей експлуатації енергетичних установок морських та річкових суден, враховуючи запити практики щодо забезпечення енергетичних показників дизелів суден річкового та морського транспорту, зниження енергетичних втрат під час отримання корисної роботи в судових дизелях, забезпечення технічного стану судових двигунів внутрішнього згоряння, а також з урахуванням аналізу інформаційного пошуку, присвяченого розв'язанню завдання забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту, була обрана **тема наукового дослідження – забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту.**

Як основні підстави, що сприяли вибору теми наукового дослідження, також були визначені:

- системи мащення судових дизелів (якими перш за все визначають циліндрові та циркуляційні) є основними системами, що забезпечують їх функціонування та надійність;

- постійна (що характерно ДД) або короткочасна (що характерно для ГД) зміна навантаження та експлуатаційних режимів дизелів призводить до зміни навантаження на всі його конструктивні елементи, що знаходяться в поступальному або обертовому русі та до мащення яких подається мастило;

- погіршення умов мащення, або повна відсутність мастильного матеріалу між контактними поверхнями сприяє стрибкоподібному підвищенню механічних втрат та зростанню температурних навантажень, що може

призвести до виникнення аварійних ситуацій та раптової зупинки дизеля, а в деяких випадках також до зупинки судна.

- підтримання необхідних режимів мащення суднових дизелів та стабілізація експлуатаційних характеристик моторних мастил, що забезпечують процес мащення основних контактних елементів дизеля (а саме поршневих кілець та втулки циліндра, а також вкладишів підшипників та колінчатого валу) гарантують надійну роботу дизелів на всіх експлуатаційних режимах.

З урахуванням обраної теми наукового дослідження була визначена його **мета – забезпечення експлуатаційних характеристик дизелів суден річкового та морського транспорту**. Для визначення шляхів досягнення завдань дослідження була виконана експертна оцінка розв'язання цього завдання. Експертний підхід дозволяє розв'язувати завдання, що не піддаються розв'язанню звичайним аналітичним способом, у тому числі: вибір кращого варіанту розв'язання серед наявних; прогнозування розвитку процесу; пошук можливого розв'язання складних завдань [118].

Вибір напряму наукового дослідження ґрунтується на проведеній експертній оцінці можливих варіантів розв'язання головного завдання наукового дослідження за наступними п'ятьма найбільш значущими для спеціальності «морський та внутрішній водний транспорт» критеріями:

- 1) актуальність;
- 2) наукова новизна;
- 3) економічна та енергетична ефективність;
- 4) можливість застосування на судах морського та внутрішнього водного транспорту;
- 5) відповідність спеціальності та можливість автономного рішення (без залучення дослідників з інших вузів та фахівців суміжних видів транспорту).

Експертна оцінка можливих варіантів розв'язання **головного завдання дисертаційного дослідження, яким є удосконалення процесів мащення циліндрової групи та підшипників ковзання дизелів суден річкового та морського транспорту шляхом керованого впливу на структурні**

характеристики моторного мастила, що поділяє контактні поверхні, виконувалась із залученням:

- провідних науково-педагогічних працівників НУ «ОМА» (професійний рівень яких підтверджувався наявністю наукового ступеня, що відповідає спеціальності «морський та внутрішній водний транспорт», або науковими публікаціями в провідних фахових українських та іноземних виданнях);

- фахівців відділів та департаментів, що забезпечують технічний менеджмент суден та їх енергетичних установок (професійний рівень яких підтверджувався досвідом роботи на суднах морського та внутрішнього водного транспорту на інженерних посадах, а також наявністю визнаних морською адміністрацією документів, що підтверджують їх професійну кваліфікацію);

- молодих дослідників, що є здобувачами третього (доктор філософії) рівнів вищої освіти (професійний рівень яких підтверджувався односпрямованістю наукових досліджень та наявністю власних попередніх, проміжних або остаточних результатів проведених досліджень);

- з використанням результатів виконаного інформаційного та патентного пошуку результатів наукових досліджень за обраним науковим напрямком.

При цьому використовувались методи колективної роботи та методи отримання індивідуальної думки членів експертної групи.

Варіанти розв'язання головного та допоміжних завдань наукового дослідження визначалися за допомогою методу експертних оцінок. При цьому використовувалися критерії, наведені в таблиці 2.1, де позитивній оцінці відповідає знак "+", а негативний знак "-".

Виконана експертна оцінка значущості досліджень з технологічного вдосконалення контактних вузлів суднових дизелів (поршневих кілець, циліндрових втулок, вкладишів підшипників, колінчатого вала) висвітлила, що цей метод відповідає вимогам до актуальності, економічної та енергетичної ефективності та може знайти застосування на суднах морського та внутрішнього водного транспорту. Але при цьому зміна технологічного або конструктивного виконання подібних контактних вузлів може бути

Таблиця 2.1

Використання методу експертних оцінок для визначення варіантів
розв'язання завдання дослідження

Варіант розв'язання поставленого завдання	Критерії					
	актуальність	наукова новизна	економічна та енергетична ефективність	можливість застосування на суднах морського та внутрішнього водного транспорту	відповідність спеціальності та можливість автономного розв'язання	сума балів
1. Технологічне вдосконалення контактних вузлів судових дизелів (поршневих кілець, циліндрових втулок, вкладишів підшипників, колінчатого вала)	+	–	+	+	–	3
2. Зміна показників роботи обладнання та устаткування мастильних систем	+	+	–	+	+	4
3. Удосконалення конструкційного виконання та комплектування систем мащення	+	–	+	+	–	3
4. Застосування синтетичних мастильних матеріалів	+	+	–	–	+	3
5. Керований вплив на структурні характеристики моторного мастила циркуляційних та циліндрових систем мащення	+	+	+	+	+	5

виконана лише під час їх виробництва дизелебудівними фірмами та корпораціями, при цьому рентабельність цього методу прямопорційна кількості їх випуску. Тому цей метод не відповідає висунутим вимогам з можливості автономного розв'язання, а також не відрізняється науковою новизною.

Метод, що пов'язаний зі зміною показників роботи обладнання та устаткування мастильних систем відповідає вимогам щодо актуальності, наукової новизни, можливості застосування на суднах морського та внутрішнього водного транспорту, а також можливості автономного розв'язання. Але при цьому технології та схеми його забезпечення та виконання вимагають створення додаткових силових (а саме підвищення тиску мастила під час його руху в циркуляційній системі мащення або впорскування під час його спрямування на дзеркало втулки в циліндровій системі мащення) та температурних (а саме підвищення інтенсивності охолодження) градієнтів. Це вимагає додаткових витрат енергії на забезпечення функціонування обладнання, що входить до систем мащення, тому сприяє зниженню економічності та енергетичної ефективності.

Удосконалення конструкційного виконання та комплектування систем мащення вимагає не лише встановлення додаткового обладнання, але також погодження цього встановлення з класифікаційними товариствами, що виконують нагляд за судном та його енергетичною установкою. У зв'язку з цим він не відповідає вимогам щодо актуальності та можливості автономного рішення (без залучення дослідників з інших вузів та фахівців суміжних видів транспорту).

Використання як методу, що забезпечує розв'язання поставленого завдання, методу застосування синтетичних мастильних матеріалів пов'язано з додатковими труднощами, які зумовлені з обмеженою можливістю бункерування подібним мастильним матеріалом та недостатньою статистичною інформативністю застосування синтетичних мастил у системах мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Також визначимо, що деякі з названих методів не відповідають, або лише частково відповідають вимогам спеціальності «морський та внутрішній водний транспорт».

За результатами експертних оцінок найбільш раціональним слід визнати метод керованого впливу на структурні характеристики моторного мастила циркуляційних та циліндрових систем мащення. Цей метод відповідає всім висунутим вимогам, тому саме на його вивчення, розвиток та впровадження спрямоване наукове дослідження.

Важливість та актуальність наукових досліджень, пов'язаних із завданням забезпечення процесів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту, підтверджується програмою економічних реформ, що проводиться в Україні, а також Транспортною стратегією України на період до 2030 року, у якій як однією із загальних проблем, що потребують розв'язання, визначено технологічне відставання транспорту та інфраструктури, низький рівень впровадження сучасних технологій та реалізації інноваційної політики в транспортній галузі; як шляхи, що забезпечують це розв'язання, запропоновані забезпечення розвитку водного транспорту, використання високотехнологічних та ергономічних транспортних засобів, використання паливно-економічних та екологічних транспортних засобів.

Загальна мета Стратегії полягає у визначенні концептуальних засад формування та реалізації державної політики в галузі транспорту, спрямованих на створення інтегрованого до світової транспортної мережі ефективного транспортного комплексу України, підвищення інвестиційної привабливості транспортної галузі, задоволення потреб населення у перевезеннях та покращення умов ведення бізнесу задля стійкого економічного та соціального розвитку країни [119].

Дослідження, що виконувались з метою досягнення головного та допоміжних завдань дисертаційної роботи, односпрямовані із завданнями **підвищення рівня безпеки судноплавства, а саме:**

- створення національного сегмента системи обміну інформацією про рух суден та діяльність суб'єктів господарювання у сфері морського судноплавства;

- впровадження спільних з ЄС процедур забезпечення безпеки судноплавства, моніторингу руху морських суден, надання допомоги на морі; **підвищення рівня екологічної безпеки на транспорті**, а саме:

- забезпечення пріоритетності вимог екологічної безпеки, обов'язковості додержання екологічних стандартів, нормативів та лімітів використання природних ресурсів під час провадження господарської, управлінської та іншої діяльності;

- здійснення запобіжних заходів щодо охорони навколишнього природного середовища в транспортній галузі;

- впровадження новітніх технологій тестування транспортних засобів за екологічними параметрами;

- створення умов для запобігання аваріям на транспортних засобах, які можуть призвести до погіршення екологічного стану водних об'єктів (забруднення), що може шкідливо вплинути на здоров'я людей і стан водних екосистем.

Одночасно з цим дослідження, що виконані в дисертаційній роботі, спрямовані на забезпечення експлуатаційних показників та надійності роботи суднових дизелів (двотактних та чотиритактних, головних та допоміжних) – як основного джерела механічної енергії енергетичних установок суден морського та внутрішнього водного транспорту [120].

Як **об'єкт дослідження** визначено процес експлуатації дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Як **предмет дослідження** прийнято процес мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

2.2. Обґрунтування мети, головного та допоміжних завдань дослідження

Підставою проведення наукових досліджень було не розв'язане на початок їх проведення актуальне наукове-прикладне завдання з забезпечення режимів мащення циліндрової групи та підшипників ковзання суднових дизелів, а також наявність наступних **запитів практики**:

- підтримання енергетичних показників дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту відповідно до вимог інструкції з технічної експлуатації та гарантованих значень фірм-виробників;
- зниження енергетичних втрат під час отримання корисної роботи;
- виконання вимог класифікаційних товариств щодо технічного стану суднових двигунів внутрішнього згорання.

З урахуванням теми дисертаційного дослідження була сформульована **мета роботи** – забезпечення експлуатаційних характеристик дизелів суден річкового та морського транспорту.

Гіпотезою наукового дослідження була обрана теза, що забезпечення експлуатаційних характеристик дизелів суден річкового та морського транспорту досягається удосконаленням процесу мащення їх циліндрової групи та підшипників ковзання шляхом керованого впливу на структурні характеристики моторного мастила.

Головним завданням наукового дослідження є удосконалення процесів мащення циліндрової групи та підшипників ковзання дизелів суден річкового та морського транспорту шляхом керованого впливу на структурні характеристики моторного мастила, що поділяє контактні поверхні.

Для розв'язання головного завдання дослідження необхідне розв'язання наступних **допоміжних завдань**:

- 1) визначення якісного та кількісного критеріїв оцінки структурних характеристик моторних мастил, що використовуються в системах мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту;

2) визначення способів та технологічних рішень, які сприяють підвищенню структурних характеристик тонких мастильних плівок, що поділяють контактуючі поверхні судових дизелів під час процесів гідродинамічного та граничного мащення;

3) визначення впливу структурних характеристик моторних мастил на роботу циркуляційних систем мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту;

4) визначення впливу структурних характеристик моторних мастил на роботу циліндрових систем мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту.

Перше допоміжне завдання передбачає проведення експериментальних досліджень з визначення структурних характеристик моторних мастил, за які були обрані крайові кути змочування, що утворюють мастила на металевих поверхнях, та товщина шару мастильної плівки, що поділяє контактуючі поверхні. Для розв'язання другого допоміжного завдання були визначені та обрані найбільш раціональні способи, що сприяють підвищенню структурних характеристик шару мастильної плівки, за допомогою яких забезпечується процес мащення судових дизелів, а також виконані наукові експерименти, що підтверджують ефективність та ціліподібність застосування цих методів. Третє допоміжне завдання передбачає проведення експериментальних досліджень у системах циркуляційного мащення судових СОД та ВОД у діапазоні їх експлуатаційних навантажень, використовуючи при цьому моторні мастила з різними структурними характеристиками. Розв'язання четвертого допоміжного завдання може бути досягнуто через проведення випробувань у циліндрових системах мащення судових МОД з визначенням впливу структурних характеристик моторних мастил на технічний стан циліндрових втулок та поршневих кілець дизеля.

Під час розв'язання кожного окремого допоміжного завдання передбачається отримання наукових результатів, синтез яких забезпечує розв'язання головного завдання дисертаційного дослідження та подальше визначення наукового положення [121].

2.3. Застосування системного підходу під час планування, проведення та визначення результатів наукового дослідження

Під час розробки способів керованого впливу на будь-який процес система управління визначається як сукупність пов'язаних між собою елементів – об'єктів дослідження, цілей та завдань дослідження, організаційних структур, методів та алгоритмів управління. Система управління характеризується цілісністю, впорядкованістю, здатністю до управління та іншими властивостями елементів та підсистем, які відображають особливості об'єкту управління та методів управління. З метою аналізу та дослідження систем управління широкого поширення набули методи системного аналізу та теорії прийняття рішень.

Системний аналіз у теперішній час широко застосовується в теорії та практиці наукових досліджень [121, 122].

Під час системного аналізу та управління в умовах повної визначеності виникає завдання формування та обробки оцінок варіантів різноманітних моделей на підставі методів оптимізації. Ці методи дозволяють скласти опис моделі функціонування різних об'єктів та систем на підставі великої кількості узагальнених експериментальних даних та теоретичних розробок, а також обрати оптимальні механізми управління цими об'єктами.

Щодо окремої галузі знань «транспорт» та напрямку «морський та внутрішній водний транспорт» методи системного аналізу доводиться використовувати в умовах невизначеності. У цьому випадку суттєво значення набуває розробка методів керованого впливу та прийняття рішень в умовах повної або часткової відсутності інформації. Під час проведення прикладних наукових досліджень та виконання інженерних розробок від правильності прийняття рішень залежить дуже багато характеристик, показників та параметрів – надійна робота енергетичних об'єктів та обладнання, здатність систем керованого впливу виконувати своєчасні

управляючі дії, безпека та живучість транспортних засобів. Тому усвідомлене розв'язання завдань з управління енергетичними об'єктами не можливе без певного «узагальненого підходу» до накопичених фактів, що вимагає застосування адекватних методів. До таких методів відносяться методи прийняття рішень, тобто методи, що використовуються під час відсутності повної інформації про перебіг досліджуваного процесу, для якого необхідно прийняти рішення на підставі обробки експертних оцінок, аналітичних методів або експериментальних даних. При цьому переважними стають саме масиви експериментальних даних, які отримані під час експлуатації енергетичних об'єктів за умов різних внутрішніх та зовнішніх навантажень та збурень, а сукупність масивів експериментальних даних може бути підставою для розробки систем керованого впливу на об'єкти з умовою забезпечення оптимізації та раціоналізації управляючих дії [123].

Важливими елементами наукового дослідження є підходи, що засновані на декомпозиції та агрегуванні. Щодо науково-прикладних завдань як декомпозицію розуміють аналітичний, числовий або експериментальний метод дослідження на підставі поділення складного цілого (системи, підсистеми та ін.) на більш прості складові, використовуючи для цього певні критерії; як агрегування – метод на підставі поєднання декількох завдань у єдине завдання.

Стосовно виконаного наукового дослідження, декомпозиція процесу мащення була виконана за:

- класифікаційними ознаками, до яких були віднесені типи систем мащення судових дизелів, а саме – циркуляційні та циліндрові;
- технологічними ознаками, до яких були віднесені режими мащення, а саме – гідродинамічний та граничний;
- функціональними ознаками, за які приймалися енергетичні та екологічні показники роботи дизелів, а також експлуатаційні показники моторних мастил.

Агрегатування процесу мащення було виконано за:

- енергетичним та екологічним показниками роботи дизелів суден морського транспорту;
- експлуатаційними показниками моторного мастила, що використовуються в системах циркуляційного та циліндрового мащення дизелів суден морського транспорту.

Системно-аналітичні технології можливо сформулювати як основні методологічні прийоми, які цілеподібно використовувати під час розв'язання завдань системного аналізу. Використання методів системного аналізу під час прийняття рішень в умовах невизначеності вимагає розробки методів та формулювання алгоритмів / схем обробки варіантних експертних оцінок відповідно до різноманітних критеріїв [124].

Стосовно виконаного наукового дослідження, побудова послідовності дослідження в напрямку мета – засоби – результати була виконана як тріадна модель, що включала древо цілей, древо засобів та древо результатів.

Як **древу цілей** визначались головне завдання наукового дослідження, допоміжні завдання наукового дослідження та наукове положення.

Як **древу засобів** приймалися експериментальні дослідження, що виконувались у наукових лабораторіях НУ «ОМА», а також на морських судах різного призначення та дедвейту.

Як **древу результатів** були прийняті наукові результати, що були отримані під час розв'язання допоміжних завдань наукового дослідження та результат розв'язання головного завдання наукового дослідження, який був отриманий через синтез розв'язання допоміжних завдань [125].

З урахуванням викладених принципів, а також загальних принципів системного підходу було розроблено замкнутий цикл наукового дослідження, який представлений у вигляді технологічної карти дослідження [123], яка наведена на рис. 2.1.

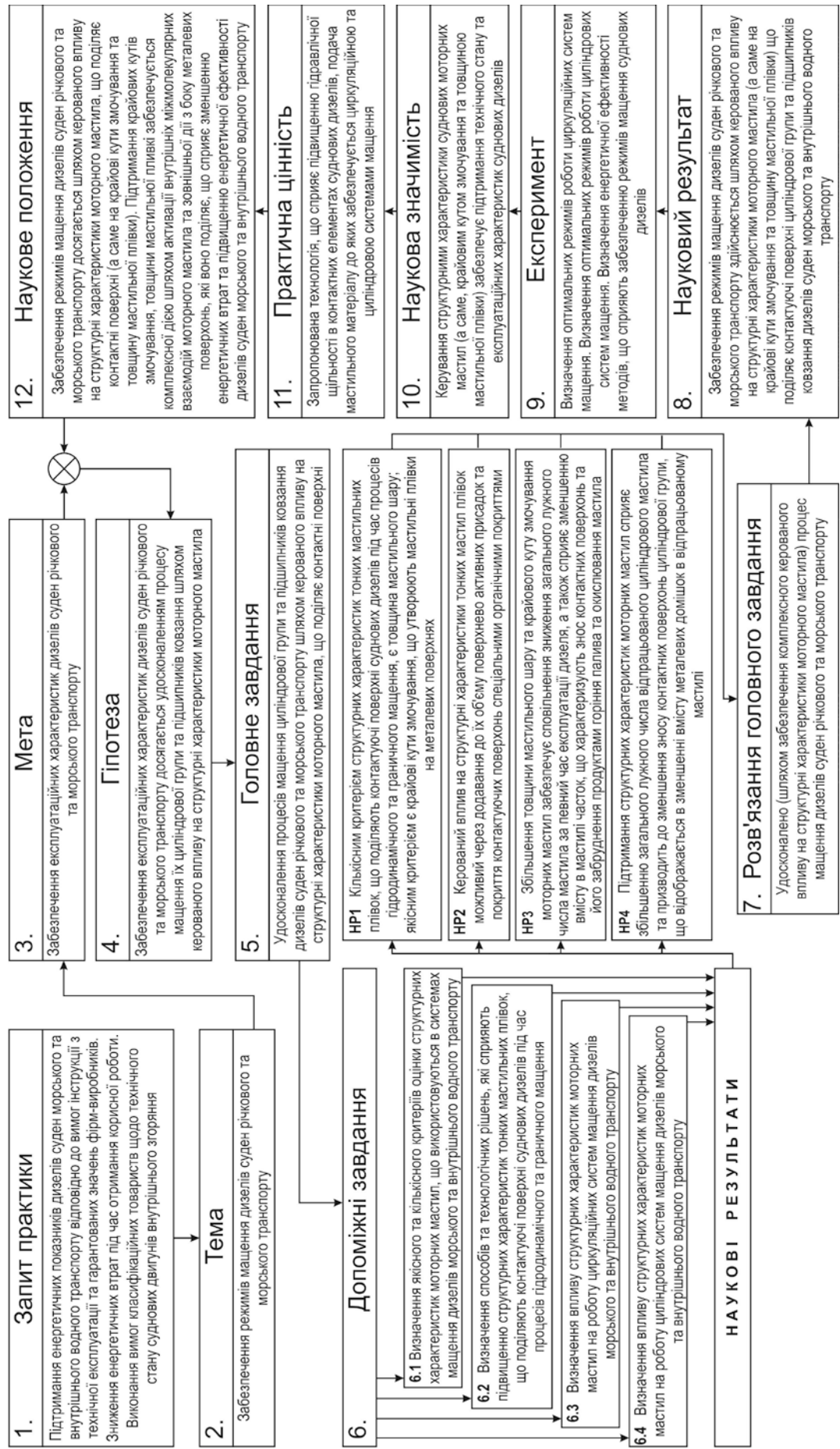


Рис. 2.1. Технологічна карта наукового дослідження

2.4. Організація та забезпечення проведення експериментальних досліджень

Експерименти та випробування під час дослідження виконувались відповідно до технічного завдання на їх проведення та погоджувались з відділом докторантури та аспірантури і проректором з наукової та методичної роботи НУ «ОМА» (у разі їх виконання в науково-дослідницьких лабораторіях та тренажерних комплексах НУ «ОМА»), а також з відділом технічного менеджменту судноплавної компанії, якій належало судно (у разі їх виконання на суднах морського транспорту).

Експериментальні дослідження з визначення структурних характеристик судових моторних мастил виконувались у науковій лабораторії граничних шарів ім. Ю.М. Поповського НУ «ОМА».

Структурні характеристики моторних мастил вивчались за допомогою спектроскопічного еліпсометра SENpro виробництва SENTECH Instruments GmbH (Німеччина) з програмним забезпеченням SpectraRay/4 от SENTECH, що дозволяло визначити крайові кути змочування та товщину шару мастильної плівки, а також двопроменевого ультрафіолетового спектрометра Specord M40 виробництва Carl Zeiss (Німеччина), що дозволяло визначити зміну впорядкованості молекул у шарі мастильної плівки під час зміни її товщини.

Математичне моделювання зміни структурних характеристик моторних мастил та розрахунок розбіжності отриманих значень зі значеннями, що були визначені під час експериментів на оптичних установках (еліпсометрі SENpro та спектрометрі Specord M40) виконувалось за допомогою програмного комплексу ANSYS, а також програми для роботи з електронними таблицями Microsoft Excel.

Експериментальні випробування з визначення впливу структурних характеристик моторних мастила на експлуатаційні показники судових

дизелів виконувались на морських судах Multipurpose Vessel дедвейтом 27540 тонн, General Cargo дедвейтом 15600 тонн, Bulk Carrier дедвейтом 37620 тонн та дедвейтом 34630 тонн, а також на спеціалізованих судах дедвейтом 27540 тонн, 10850 тонн та 8340 тонн. Досліджування виконувались у системах циркуляційного та циліндрового мащення суднових високообертових дизелів Volvo Penta TMDA 163A, CatC18 Caterpillar; середньообертових дизелів 6EY18AL Yanmar, 6L16/24 MAN Diesel, 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo; малообертових дизелів 6S60ME MAN-Diesel&Turbo, 8K80ME MAN-Diesel&Turbo.

Під час дослідження в системах мащення дизелів використовувались моторні мастила Castrol TPL 123, Castrol Vection 15W40, Castrol CL 30, Castrol CL 40, Castrol CL 50, Chevron Taro 40 XL 40, LukLub Marime NAVIGO TPEO 15/30, Shell Gadinia AL 40, Shell Rimula R4X 15W40, Shell Rimula X15, Texaco Special HT 40, Total Lub Marime AURELIA TI 15/30.

Під час проведення випробування на судах морського транспорту визначались ефективна та індикаторна потужність дизеля, тиск наприкінці стиснення та максимальний тиск згоряння, концентрація оксидів азоту у випускних газах, температура випускних газів, питома витрата палива. Контроль та вимірювання цих показників виконувалось за допомогою суднових систем діагностування Doctor та NorControl. Під час проведення експериментів відхилення у визначення показників від середнього значення не перевищувала $\pm 2,5$ %.

Основні експлуатаційні показники моторних мастил, які використовувались у циркуляційній та циліндровій системах мащення суднових дизелів визначалась за допомогою суднових діагностичних лабораторій Total Analyze, Lub Marine Control.

Усе суднове обладнання та контрольно-вимірювальні прилади, що використовувались під час вимірювань, були схвалені з боку класифікаційних товариств, що забезпечують технічний нагляд над суднами та енергетичними установками. Експлуатація суднових енергетичних

установок та систем, що забезпечують їх функціонування, виконувалась відповідно до вимог правил технічної експлуатації та рекомендацій фірм виробників.

Роботи, що були пов'язані з модернізацією суднових систем мащення, виконувались судновим екіпажем відповідно до технічного завдання, розробленого науковою групою НУ «ОМА» та погодженого технічним департаментом судноплавної компанії. Усі проміжні та остаточні результати випробувань доповідались керівнику дослідження та представникам технічного департаменту.

2.5. Висновки за розділом 2

Як результат досліджень, що виконані в розділі 2, визначимо наступне.

1. З урахуванням галузі наукових знань «транспорт» та наукової спеціальності «морський та внутрішній водний транспорт», на підставі тенденцій розвитку та особливостей експлуатації енергетичних установок морських та річкових суден, враховуючи запити практики, якими є забезпечення енергетичних показників дизелів суден річкового та морського транспорту; зниження енергетичних втрат під час отримання корисної роботи в суднових дизелях; забезпечення технічного стану суднових двигунів внутрішнього згоряння, сформульована тема наукового дослідження – забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту та визначена мета дослідження – забезпечення експлуатаційних характеристик дизелів суден річкового та морського транспорту.

2. Використовуючи метод експертних оцінок за критеріями актуальність, наукова новизна, економічна та енергетична ефективність, можливість застосування на судах морського та внутрішнього водного транспорту, відповідність спеціальності та можливість автономного рішення

(без залучення дослідників з інших вузів та фахівців суміжних видів транспорту) визначено метод досягнення мети дослідження, яким є керований вплив на структурні характеристики моторного мастила циркуляційних та циліндрових систем мащення.

3. Об'єктом дослідження визначено процес експлуатації дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Предметом дослідження прийнято процес мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

4. Головним завданням дисертаційного дослідження є забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту.

Як допоміжні завдання обрані:

- визначення якісного та кількісного критеріїв оцінки структурних характеристик моторних мастил, що використовуються в системах мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту

- визначення способів та технологічних рішень, які сприяють підвищенню структурних характеристик тонких мастильних плівок, що поділяють контактуючі поверхні суднових дизелів під час процесів гідродинамічного та граничного мащення

- визначення впливу структурних характеристик моторних мастил на роботу циркуляційних систем мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту

- визначення впливу структурних характеристик моторних мастил на роботу циліндрових систем мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту.

Розв'язання головного завдання дослідження виконано шляхом синтезу наукових результатів допоміжних завдань.

5. На основі традиційного філософського методу сходження від «загального» через «часткове» до «особистого», а також на підставі системного підходу, розроблена технологічна карта наукового дослідження.

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗМІНИ СТРУКТУРНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОТОРНИХ МАСТИЛ, ЩО ПЕРЕБІГАЮТЬ ПІД ЧАС МАЩЕННЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Третій розділ дисертаційного дослідження присвячено розв'язанню першого та другого допоміжних завдань, якими є:

- визначення кількісного та якісного критеріїв оцінки структурних характеристик тонких мастильних плівок, що поділяють контактуючі поверхні суднових дизелів під час процесів гідродинамічного та граничного мащення;

- визначення способів та технологічних рішень, які сприяють підвищенню структурних характеристик тонких мастильних плівок, що поділяють контактуючі поверхні суднових дизелів під час процесів гідродинамічного та граничного мащення.

Дослідження, результати яких наведені в цьому розділі, виконувались у наукових лабораторіях Національного університету «Одеська морська академія».

Основні результати розділу 3 наведені в роботах [5], [112], [134], [151], [152].

3.1. Аналіз основних фізико-хімічних явищ, що перебігають у мастильних плівках як у дисперсних системах

Дисперсні системи характеризуються досить великим спектром властивостей, таких як кінетичні, молекулярно-кінетичні, електричні, електрокінетичні, оптичні, реологічні, структурно-механічні. Значимість цих властивостей різна залежно від характеристики дисперсних систем, сфери їх

існування, застосування. Зокрема, для суднових моторних мастил вкрай важливим є вміння керувати такими властивостями:

- кінетичними (седиментаційною стійкістю) [127];
- електрокінетичними (потенціалом течії або седиментації) [128];
- молекулярнокінетичними (дифузією) [129];
- електричними (електропровідністю, питомим опором) [130];
- електрохімічними (корозією, кислотністю середовища) [131];
- реологічними та структурно-механічними (в'язкістю, динамічною та статичною напругою зсуву) [132].

Винятково широкий спектр структурно-механічних властивостей є різноманіттям природних і синтетичних тіл, більшість з яких є дисперсними системами. Завдяки змішуванню фаз з різними природою і агрегатним станом, розміром частинок і взаємодіями між ними, процесам, що перебігають у дисперсних системах і т.і., структурно-механічні властивості тіл видаються безперервним і нескінченним рядом не тільки проміжних властивостей, що адитивно складаються, але й якісно нових, властивих окремим компонентам. **Вміння керувати процесами, що перебігають у дисперсних системах, відкриває необмежені можливості для забезпечення процесів передачі енергії між тілами.**

3.1.1. Коагуляція дисперсних систем

Будь-яка дисперсна система (фізичне тіло з твердим або рідким дисперсійним середовищем) має механічні властивості: пружність, пластичність, міцність, здатність текти. Механічні властивості системи залежить від її внутрішньої структури та тому називаються структурно-механічними чи реологічними.

Під структурою тіла зазвичай розуміють просторове взаємне розташування складових частин тіла: атомів, молекул, дрібних частинок та інших.

У колоїдній хімії поняття структури та структуроутворення прийнято пов'язувати з коагуляцією. У процесі коагуляції відбувається утворення просторової структурної сітки частинок дисперсної фази, що різко збільшує міцність системи.

Як коагуляційні структури розуміють структури, взаємодія частини яких відбувається через прошарки дисперсійного середовища (за дією Ван-дер-Ваальсових сил) і тому їхній просторовий каркас не відрізняється високою міцністю. Механічні властивості таких структур визначаються не стільки властивостями частинок, що утворюють структуру, скільки характером та особливостями міжчасткових зв'язків та прошарків середовища. Коагуляційні структури зазвичай мають рідке дисперсійне середовище. Їх характерна здатність відновлювати свою структуру в часі після її механічного руйнування [133, 134].

Мимовільне відновлення коагуляційної структури говорить про те, що при відносному мінімумі вільної енергії вона має найбільшу механічну міцність. Така відповідність відсутня у конденсаційно-кристалізаційних структур. Останні утворюються за умов високих перенасичень і тому термодинамічно нестійкі. Їх висока міцність падає одночасно з падінням пересичення та внутрішніх напруг.

3.1.2. Когезія дисперсних систем

У даний час відомі дослідження, присвячені методам зовнішніх енергетичних впливів на мастило у вузлах тертя. Однак у жодному з відомих досліджень не дано фізичне обґрунтування впливу поверхневого натягу

мастил на знос пар тертя та не отримані розрахунково-експериментальні залежності мастильної здатності моторних мастил і зносу пар тертя від характеру зовнішніх або внутрішніх впливів [135].

Адгезія зазвичай оцінюється роботою, яку треба витратити, щоб розділити рідину та тверду речовину на поверхні зіткнення. Для двофазної (відкритої) системи мастило – металева поверхня, чим більше дана робота і менше показник поверхневого натягу рідкого мастила, а також крайовий кут змочування, тим краще мастило змочує поверхню тертя [71, 108]. Для трифазних (закритих) систем металева поверхня – шар мастила – металева поверхня чим більше крайовий кут змочування та вище показник поверхневого натягу мастила, тим більше розклинювальні сили, що виникають у мастилі [5, 88].

Робота сил адгезії обчислюється за формулою Дюпре-Юнга:

$$W_a = \sigma(1 + \cos \theta),$$

де σ – показник поверхневого натягу рідини на кордоні з повітрям, Н/м;

θ – крайовий кут змочування, град.

3.1.3. Поверхневі явища у дисперсних системах

Для будь-яких дисперсних систем, у тому числі для моторних мастил, які використовуються в системах мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту, важливою характеристикою структурного стану є їх здатність до змочування. Природа змочування полягає у прагненні дисперсної системи знизити вільну поверхневу енергію. Після нанесення краплі рідини на тверду поверхню можливі два різні варіанти:

- рідина змочує поверхню (рис. 3.1, а);
- рідина не змочує поверхню (рис. 3.2, б).

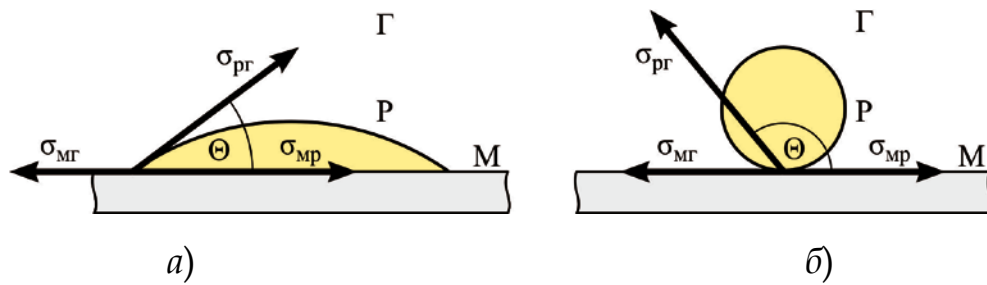


Рис. 3.1. Розтікання краплі на твердій поверхні:

a – змочування ($\sigma_{\text{мг}} > \sigma_{\text{мр}}$); *б* – незмочування ($\sigma_{\text{мг}} < \sigma_{\text{мр}}$):

Г – газ,, Р – рідина; М – метал

Вочевидь, що змочування має місце у трифазних дисперсних системах, тобто коли присутні рідка, тверда та газова фази. Взаємодії між фазами характеризуються питомими вільними поверхневими енергіями. Щодо моторного мастила, яке утворює мастильну плівку на металевій поверхні деталей дизеля (втулки циліндра, поршневих кільцях, вкладиші підшипника) як такі енергії приймаються: енергія між металевою поверхнею та газом – $\sigma_{\text{мг}}$, енергія між рідиною (моторним мастилом) та газом – $\sigma_{\text{рг}}$ та енергія між металевою поверхнею та рідиною – $\sigma_{\text{мр}}$.

Під час розгляду умови рівноваги краплі рідини на твердій поверхні замість питомих енергій використовуються чисельно рівні значення поверхневих натягів. Враховуючи, що поверхневий натяг – це сила, прикладена стосовно поверхні розділу фаз перпендикулярно до її контуру, запишемо умову рівноваги краплі у вигляді алгебраїчної суми проекції модулів міжфазних поверхневих натягів на горизонтальну площину:

$$\sigma_{\text{мг}} = \sigma_{\text{мр}} + \sigma_{\text{рг}} \cos\theta,$$

де θ – крайовий кут змочування (це кут між твердою поверхнею та дотичною до поверхні краплі у точці дотику трьох фаз).

Наведене рівняння називається рівнянням (законом) Юнга. Ступінь змочування характеризується величиною

$$\cos\theta = \frac{\sigma_{\text{мг}} - \sigma_{\text{мр}}}{\sigma_{\text{рг}}},$$

$$\theta = \arccos \frac{\sigma_{\text{мг}} - \sigma_{\text{мр}}}{\sigma_{\text{рг}}}.$$

У випадку $\cos\theta=1$ ($\theta=0$) відбувається повне змочування (розтікання), у разі $\cos\theta=0$ ($\theta=180^\circ$) – повне незмочування.

Таким чином, умову змочування можна сформулювати так: якщо енергія взаємодії між молекулами рідини (робота когезії) менша, ніж енергія взаємодії молекул рідини з твердою поверхнею (робота адгезії), рідина змочує тверду поверхню [136].

3.1.4. Поверхневий натяг дисперсних систем

Форма вільної поверхні тонких шарів рідини, що знаходяться в рівновазі визначається поверхневим натягом, об'ємними та поверхневими силами, що діють на рідину, та умовами змочування. Умови змочування при неповному (частковому) змочуванні можуть бути сформульовані, наприклад, як умова Юнга для крайового кута змочування на контактній лінії вільної поверхні рідини з твердим тілом (на лінії трифазного контакту).

Врахування поверхневого натягу формально не становить труднощів у рамках гідродинаміки краплинної рідини. Однак за наявності поверхневого натягу спроби виконати умову Юнга для крайового кута змочування наштовхуються на принципово непереборні труднощі.

Виникаючі проблеми вдається вирішити, якщо замість умови Юнга, що задається на лінії трифазного контакту, переформулювати завдання з урахуванням додаткового хімічного потенціалу (або розклинювального тиску), яким володіють частинки рідини в тонких шарах рідини поблизу лінії трифазного контакту. Очевидно, що саме розклинювальний тиск стає

відповідальним за форму вільної поверхні поблизу лінії трифазного контакту. У даний час термін «розклинювальний тиск» є загальноприйнятим, вперше був уведений Б.В. Дерягіним. У рамках такого підходу вдається у замкнутому несуперечливому вигляді сформулювати відповідне завдання математичної фізики. Унікальна залежність розклинювального тиску від товщини рідкої плівки та кута нахилу вільної поверхні, з одного боку, призводить до виродження відповідних рівнянь гідродинаміки на лінії трифазного контакту, а з іншого, до виконання умови Юнга [137].

Необхідною термодинамічною умовою рівноваги ізотермічного шару рідини, який навантажений розклинювальним тиском, є сталість її вільної енергії у всьому обсязі. Ототожнимо потенційну енергію взаємодії молекул з їх хімічним потенціалом, тоді необхідну умову термодинамічної рівноваги можна записати у вигляді

$$\Omega_F = P + F = \text{const}, \quad (3.1)$$

де Ω_F – вільна енергія одиниці об'єму рідини;

P – тиск;

F – хімічний потенціал рідини, розрахований на одиницю об'єму.

Будемо вважати, що в об'ємній частині рідини $F=0$, $P=P_0$ (дією сили тяжіння в рідкій плівці нехтуємо через її малу товщину). Тоді постійна у співвідношенні (3.1) дорівнює P_0 . Якщо на поверхні плівки встановлено тиск $P < P_0$, то форма рідкої плівки може бути визначена із співвідношення

$$\Phi = P_0 - P \equiv \Delta P > 0. \quad (3.2)$$

Тут, $\Phi = F|_{y=h(x)}$, тобто Φ – хімічний потенціал молекул рідини на поверхні рідкої плівки (рис. 3.2);

ΔP – надмірний негативний тиск на поверхні рідкої плівки.

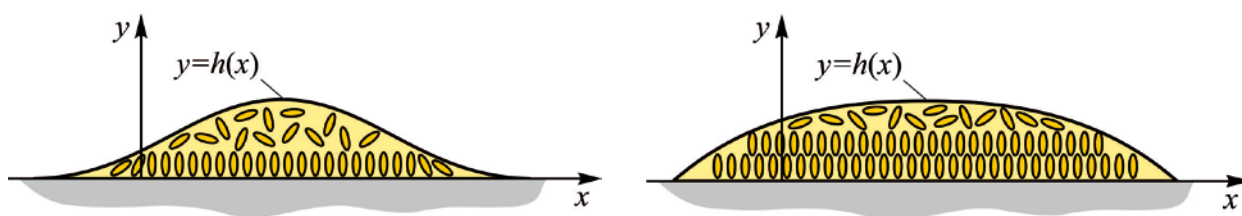


Рис. 3.2. Утворення мастильної плівки на металевій поверхні

Хімічний потенціал на поверхні рідкої плівки (з точністю до адитивної постійної) поставимо у вигляді

$$\Phi = \Phi_{\alpha}(h) - \sigma \frac{d^2 h}{dx^2}, \quad (3.3)$$

де $\Phi_{\alpha}(h)$ – додатковий хімічний потенціал на вільній поверхні, який визначається ефектами другого роду, які проявляються в дуже тонких шарах рідини, і рівний з точністю до знака тиску, що розклинює;

$$\sigma = \frac{8A_{LL}}{15r_0^2} - \text{коефіцієнт поверхневого натягу};$$

A_{LL} – постійна Гамакера для взаємодії; рідина – рідина;

r_0 – розмір молекули рідини.

У рамках даної моделі додатковий хімічний потенціал задається у вигляді

$$\Phi_{\alpha}(h) = \frac{\pi}{12h^3} \left[(n_L^2 a_{LL} - n_L n_S a_{LS}) G(\alpha) - n_L n_S a_{LS} G(\pi - \alpha) \right], \quad (3.4)$$

де n_L, n_S – концентрації молекул рідини та твердого тіла;

a_{LL}, a_{LS} – постійні взаємодії молекул рідина-рідина та рідина-тверде тіло;

$$G(\alpha) = 1 + \cos^3 \alpha + \frac{3}{2} \sin^2 \alpha \cos \alpha;$$

α – кут нахилу вільної поверхні рідини відносно твердої поверхні, що відраховується з боку рідини.

Відповідні постійні Гамакера рівні

$$A_{LL} = a_{LL} n_L^2, \quad A_{LS} = a_{LS} n_L n_S.$$

Функція $\Phi_\alpha(h)$ при $h=0$ має особливість, яка може бути скомпенсована: $\Phi_\alpha(h) \neq 0$ при $h \rightarrow 0$, тобто на лінії трифазного контакту. Аналіз функції $\Phi_\alpha(h)$ показує, що під час виконання умови $A_{LL} > A_L S$ (у разі, коли молекули рідини взаємодіють між собою сильніше, ніж з молекулами твердого тіла) завжди існує деяке значення кута $\alpha = \alpha_e$, $\pi > \alpha_e > 0$, таке, що $\Phi_\alpha(h) = 0$ при $h \rightarrow 0$. Саме це значення кута нахилу вільної поверхні рідини $\alpha = \alpha_e$ слід ототожнити з рівноважним кутом змочування Юнга лінії трифазного контакту. Найбільш простий вираз для рівноважного кута змочування виходить у разі виконання умови $\alpha_e^2 \ll 1$, тоді

$$\alpha_e = \left[\frac{16}{3} (1 - \beta) \right]^{\frac{1}{4}}. \quad (3.5)$$

Вираз (3.4) за умовою виконання зазначеної сильної нерівності також спрощується

$$\Phi_\alpha(h) = \frac{\pi}{48} \frac{A_{LL}}{h^3} \left[\frac{16}{3} (1 - \beta) - \alpha^4 \right], \quad (3.6)$$

$$\text{де } \beta = \frac{A_{LS}}{A_{LL}} < 1.$$

Далі вважатимемо співвідношення (3.5) і (3.6) виконаними.

Явище утворення дуже тонкої полімолекулярної плівки постійної товщини на поверхні твердого тіла, що знаходиться в рівновазі з об'ємною фазою рідини та утворює з нею крайові кути, було вперше відзначено О.М. Фрумкіним та Б.В. Дерягіним. Фізична причина утворення такої α -плівки і, у більш загальному випадку змочувальної плівки – сили, які повинні бути віднесені до структурних сил, тобто до сил, пов'язаних із зміною ентропії рідини на поверхні твердого тіла. У даний час загальної теорії структурної складової розклинювального тиску не існує внаслідок складності

проблеми, що має квантову природу, і великої кількості різноманітних фізико-хімічних факторів, що діють на поверхні твердого тіла [138].

Для побудови механічної моделі утворення змочувальної плівки припустимо, що під дією структурних сил змінюється концентрація молекул рідини в деякому тонкому шарі рідини на поверхні твердого тіла. Тоді, проводячи ті ж обчислення, що і під час виведення співвідношення (3.4), знаходимо вираз для складової розклинювального тиску $\Phi_\alpha(h)$, який відрізняється від співвідношення (3.4) наявністю додаткового доданку:

$$\Phi_\alpha = \frac{\pi}{12h^3} \left[(n_L^2 a_{LL} - n_L n_S a_{LS}) G(\alpha) - n_L n_S a_{LS} G(\pi - \alpha) - 6n_L \Delta n_L a_{LL} \frac{\delta}{h} \right], \quad (3.7)$$

де Δn_L – середня за товщиною зміна концентрації молекул;

δ – товщина шару рідини, у якому відбувається зміна концентрації молекул.

Далі приймемо, що $\Delta n_L > 0$, оскільки саме в цьому випадку утворюється змочувальна плівка.

У наближенні формул (3.5), (3.6) співвідношення (3.7) змінює свій вигляд на

$$\Phi_\alpha = \frac{\pi}{48} \frac{A_{LL}}{h^3} \left[\frac{16}{3} (1 - \beta) - \alpha^4 - \frac{k}{h} \right], \quad k = 24 \frac{\Delta n_L}{n_L} \delta. \quad (3.8)$$

У формулах (3.1)-(3.8) присутні важковимірні в рамках експериментів величини, які визначають характерні масштаби явищ, що вивчаються, та які відомі тільки за порядком, наприклад, постійні Гамакера A_{LL} , A_{LS} і розмір атома r_0 . Тому як характерні величини зручніше прийняти значення величин, що безпосередньо вимірюються в експериментах, зберігаючи при цьому загальний теоретичний вид обговорюваних закономірностей. Як такі величини доцільніше за все приймати товщину мастильної плівки та крайовий кут змочування.

У зв'язку з цим ототожнити величину σ з поверхневим натягом. За одну з характерних природних величин приймемо рівноважний кут змочування α_e .

Поєднуючи співвідношення (3.1)-(3.8), отримуємо рівняння вільної поверхні у вигляді

$$\sigma \frac{d^2 h}{dx^2} - \frac{4^4}{3^3} \Pi_m \frac{h_\alpha^3}{h^3} \left[\alpha_e^4 - \left(\frac{dh}{dx} \right)^4 - \alpha_e^4 \frac{h_\alpha}{h} \right] = -\Delta P, \quad (3.9)$$

де $\Pi_m = \frac{3^2 \pi}{2^{12} h_\alpha^3} \alpha_e^4 A_{LL}$ – максимальне значення розклинювального тиску;

ΔP – надлишковий тиск у плівці.

Аналіз рівняння для форми вільної поверхні рідини (3.9) зручніше проводити у безрозмірних змінних. Для цього приймемо $h = h_\alpha \eta$, $x = h_\alpha x^*$,

$\left(\frac{dh}{dx} \right)^2 = \alpha_e^2 \varphi$. Тоді у зазначених безрозмірних змінних після зниження порядку рівняння (3.9) отримаємо

$$\lambda \frac{d\varphi}{d\eta} - \frac{1}{\eta^3} \left[1 - \varphi - \frac{1}{\eta} \right] = \frac{27}{256} \beta, \quad (3.10)$$

де $\lambda = \frac{27}{512} \frac{\sigma \alpha_e^2}{h_\alpha \Pi_m}$; $\beta = \frac{|\Delta P|}{\Pi_m}$ – безрозмірні критерії.

Рівняння (3.10) має бути доповнено граничною умовою

$$\varphi = 0, \quad \eta = \eta_0, \quad (3.11)$$

де $\eta_0 = \frac{h_0}{h_\alpha}$ – величина, що визначається як мінімальний дійсний корінь рівняння

$$\frac{1}{\eta^3} \left[1 - \frac{1}{\eta} \right] = \frac{27}{256} \beta, \quad (3.12)$$

оскільки саме при $h=h_0$ досягається мінімальна товщина змочувальної плівки.

3.1.5. Змочування та адгезія дисперсних систем

Важливою характеристикою, що впливає на гідродинаміку плівкової течії, є поверхневий натяг і крайовий кут змочування θ . Слід зазначити, що дані щодо крайових кутів змочування θ для системи «рідина – тверде тіло» мають великий діапазон значень. Це пояснюється не похибкою під час отримання експериментальних даних, а, переважно, способом вимірювання θ та реальними властивостями рідини і твердого тіла [139].

Рівновага плівок рідини на викривленій твердій поверхні з капілярним меніском, що має капілярний тиск ΔP_k , визначається виразом

$$P_k(k) + \Pi(\delta) = \frac{RT}{v_m} \ln \frac{P_s}{P} = \Delta P_k, .$$

де P_k – капілярний тиск у плівці, що залежить від кривизни k поверхні;

Π – розклинювальний тиск, який є функцією тільки товщини плівки δ .

Як зазначалося, однією з важливих характеристик системи «металева поверхня – плівка рідини», впливає на гідродинаміку, є крайовий кут змочування θ . Існують аналітичні та експериментальні методи визначення величини крайового кута змочування для різних систем «тверда гладка поверхня – рідина» [139, 140].

У теорії змочування було вперше коректно враховано, що крапля або меніск об'ємної рідини утворюють крайовий кут не з «сухою» твердою і гладкою підкладкою, а з поверхнею, вкритою тонкою плівкою рідини. У результаті отримано вираз, який дозволяє визначати крайовий кут змочування θ

$$\sigma \cos \theta = \sigma + P_0 \delta_0 + \int_{\delta_0}^{\infty} \Pi(\delta) .$$

3.2. Аналіз основних фізико-хімічних явищ, що перебігають в поверхневому шарі мастильних плівок

3.2.1. Енергетичні характеристики поверхневого шару мастильних плівок

У наукових джерелах, спрямованих на вивчення міжмолекулярних взаємодій, межу дотику об'ємних фаз речовини називають поверхневим шаром (у деяких наукових працях для цих випадків використовується більш короткий термін – поверхня). Таким чином, поверхневий шар це об'ємний тонкий шар, що оточує геометричну поверхню розділу, у якому властивості речовини помітно відрізняються від його властивостей в об'ємних фазах. Товщина поверхневого шару не є чітко визначеною, оскільки зміна властивостей речовини відбувається безперервно. Стосовно процесів мащення, які забезпечуються циліндровою та циркуляційною системами мащення суднових дизелів, поверхневий шар, що безпосередньо розділяють контактні поверхні, можливо представити як модель, що надана на рис. 3.3 (для циліндрової системи) та рис. 3.4 (для циркуляційної системи) [44, 135].

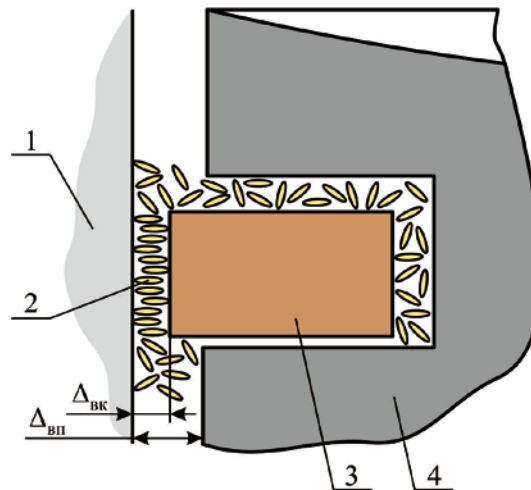


Рис. 3.3. Модель граничного мащення сполучення поршневі кільце – втулка циліндра:

1 – втулка циліндра; 2 – впорядкований шар молекул мастила; 3 – поршневе кільце; 4 – поршень; $\Delta_{ВК}$ – зазор між втулкою циліндра та поршневим кільцем; $\Delta_{ВП}$ – зазор між втулкою циліндра та поршнем

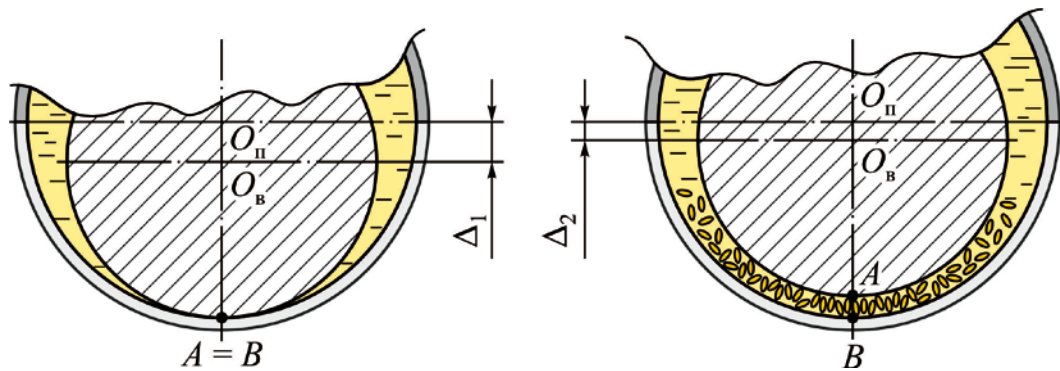


Рис. 3.4. Модель граничного мащення сполучення вал – вкладиш підшипника:

O_{Π} – центральна вісь підшипника; O_B – центральна вісь вала; A, B – контактні точки вала та підшипника відповідно; Δ_1, Δ_2 – ексцентриситети між віссю підшипника та віссю вала в разі відсутності та наявності впорядкованого шару молекул мастила відповідно

Оскільки властивості речовини в поверхневому шарі відрізняються від його об'ємних властивостей, то поверхня має вільну енергію F^{Σ} , відмінну від енергії об'ємних фаз (віднесених до однієї й тієї ж кількості молекул).

Вільна енергія поверхні F^{Σ} визначається як

$$F^{\Sigma} = F - (F_1 + F_2),$$

де F – вільна енергія системи, що складається з двох фаз, поділених поверхнею,

$F_1 + F_2$ – сума вільних енергій фаз, обчислена у припущенні, що обидві фази залишаються однорідними до поверхні розділу [141].

Вільна енергія поверхні є термодинамічний потенціал змінних T і Σ , за якими розуміють T – температура і Σ – площа поверхні. Тому

$$dF^{\Sigma} = -S^{\Sigma}dT + \sigma d\Sigma,$$

де S^{Σ} – ентропія поверхні.

Величина

$$\sigma = \left(\frac{dF^\Sigma}{d\Sigma} \right)_T$$

представляє вільну енергію одиниці поверхні за постійної температури.

Вочевидь, що робота оборотного ізотермічного розширення поверхні dA дорівнює втраті вільної енергії, тобто

$$dA = -\sigma d\Sigma.$$

Величина σ у цьому випадку представляє поверхневий чи прикордонний натяг. В однокомпонентній системі вільна енергія поверхні повністю визначається двома параметрами – Σ та T . Тому поверхневий натяг σ є функцією лише температури T . Поверхневий натяг рідин падає з температурою. Загальноприйнятою та досить обґрунтованою теорією залежності поверхневого натягу від температури немає. Універсальний характер залежності поверхневого натягу від температури проявляється лише поблизу критичної точки.

3.2.2. Капілярний рух поверхневого шару

Наявність поверхневого натягу на вільній поверхні рідини може в деяких випадках суттєво позначатися на режимі її руху. Такі випадки руху рідини, при яких поверхневий натяг відіграє суттєву роль, виникають у судових дизелях під час забезпечення мащення між поршневими кільцями та втулкою циліндра, а також між вкладишем підшипника та валом.

Наявність поверхні розділу рідких фаз може впливати на рух рідини у двох випадках: коли поверхня розділу має кінцеву кривизну і коли прикордонний натяг є змінним від точки до точки на поверхні рідини. В обох випадках у поверхневому шарі рідини виникають сили, що впливають на її

рух. Формально вплив поверхневого натягу на рух рідини позначається в тому, що змінюється система граничних умов на поверхні розділу рідин, що стикаються.

Розглянемо систему граничних умов поверхні розділу двох фаз, при цьому мають місце такі умови:

1) тангенціальна складова швидкості на поверхні рідини повинна залишатися безперервною:

$$v_t^{(1)} = v_t^{(2)}, \quad (3.13)$$

умова (3.13) показує, що молекулярна взаємодія частинок в обох фазах виключає ковзання з-поміж них;

2) нормальні складові швидкості на межі розділу фаз, що не змішуються, перетворюються на нуль:

$$v_n^{(1)} = v_n^{(2)} = 0, \quad (3.14)$$

наявність прикордонного натягу не позначається на граничних умовах (3.13) та (3.14). Крім цих кінематичних умов, на межі розділу повинні виконуватися динамічні умови;

3) нормальні складові сили, що віднесені до одиниці площі поділу фаз (нормальні складові тензора напруги), повинні залишатися безперервними:

$$p_{nn}^{(1)} + p_\sigma = p_{nn}^{(2)}. \quad (3.15)$$

Умова (3.15) виражає баланс нормальної складової сил, що діють на поверхню розділу фаз;

4) дотична складова сили, що віднесена до одиниці площі, повинна залишатися безперервною. Ця умова виражається безперервністю тангенціальних складових тензора напруг:

$$p_{tt}^{(1)} + p_t = p_{tt}^{(2)}. \quad (3.16)$$

У ці граничні умови входять величини p_σ і p_t , що залежать від поверхневого натягу. Вочевидь, що в умовах (3.15) і (3.16) позначається вплив прикордонного натягу. При цьому слід зауважити, що якщо умова (3.15) може бути виконана на поверхні нерухомої рідини, то умова (3.16) у статичних умовах не може бути виконана. Дійсно, в рідині, що покоїться, нормальна складова тензора напруг зводиться до звичайного тиску. Навпаки, дотична складова тензора напруг перетворюється на нуль для рідини, що покоїться. Тому в рідині, що покоїться, гранична умова (3.16) не може бути задоволена, оскільки $p_u^{(1)} = p_u^{(2)} = 0$, та $p_t \neq 0$. Наявність змінного поверхневого натягу завжди приводить рідину в рух.

Друге загальне зауваження, яке може бути зроблено з приводу граничних умов (3.15) та (3.16), полягає в наступному: вплив поверхні рідини не може позначитися на русі великого масштабу. Виходячи з граничних умов (3.15) та (3.16) можна оцінити діапазон такого впливу. З умови (3.15) слід, що капілярним тиском можна знехтувати, якщо виконується нерівність

$$p_\sigma \approx \frac{\sigma}{\lambda} \ll \rho g \lambda,$$

де λ – масштаб руху [142].

Іншими словами, якщо масштаб руху λ набагато більше капілярної постійної $\left(\frac{\sigma}{\rho g}\right)^{1/2}$, поверхневі сили не впливають на рух.

У загальному вигляді питання про вплив змінного поверхневого натягу на рух рідини з вільною поверхнею або такої, що межує з іншою рідиною можна розглянути в такий спосіб. Наведемо граничні умови (3.16), до безрозмірного виду. Вважаючи, що рух рідини має характер в'язкого руху, можемо написати за порядком величин

$$\frac{\mu^{(1)} U^{(1)}}{L} \frac{\partial V_x^{(1)}}{\partial Y} - \frac{1}{l} \frac{\partial \sigma}{\partial X} = \frac{\mu^{(2)} U^{(2)}}{L} \frac{\partial V_x^{(2)}}{\partial Y},$$

або

$$\frac{\partial V_x^{(1)}}{\partial Y} - \left| \frac{\partial \sigma}{\partial X} \right| \frac{1}{\mu^{(1)} U^{(1)}} \frac{L}{l} = \frac{\mu^{(2)} U^{(2)}}{\mu^{(1)} U^1} \frac{\partial V_x^{(2)}}{\partial Y},$$

Вважаючи безрозмірну похідну $\frac{\partial V_x^{(1)}}{\partial Y}$, що має порядок одиниці, членом, що містить поверхневий натяг, можна знехтувати якщо

$$\frac{L}{l} \left| \frac{\partial \sigma}{\partial X} \right| \frac{1}{\mu U} \ll 1$$

або

$$\left| \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right| \frac{L^2}{\rho v^2} \ll Re. \quad (3.17)$$

При цьому число Рейнольдса, за припущенням про в'язкий режим руху рідини, повинно бути мале в порівнянні з одиницею. Тому критерій (3.17) можна записати як

$$\left| \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right| \frac{L^2}{\rho v^2} \ll 1.$$

З (3.17) випливає, що вплив змінного поверхневого натягу на рух рідини можна знехтувати, якщо

$$\left| \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right| \ll \frac{\rho v^2}{L^2}.$$

У малов'язкій рідині і в шарі досить великої товщини нехтувати дією поверхневих сил, пов'язаних зі зміною поверхневого натягу від точки до точки в рідині, можна лише за дуже малих значень. Зрозуміло, значення L може бути надмірно великим, оскільки число Рейнольдса має залишатися малим проти одиниці.

Рух мастила між контактними поверхнями поршневі кільця – втулка циліндра та вкладиш підшипника – вал (через малий зазор між їхніми поверхнями) можна представити у вигляді вертикального та горизонтального капілярного руху.

На поверхню рідини, що заповнює зазор між цими контактними поверхнями, діє капілярна сила, рівна $p_{\sigma}S$, де p_{σ} – капілярний тиск, S – відкрита поверхня рідини. Капілярний тиск p_{σ} для таких випадків можна представити як

$$p_{\sigma} = \frac{2\sigma}{r},$$

де r – величина зазору між контактними поверхнями (поршневе кільце – втулка циліндра чи вкладиш підшипника – вал) – аналог капіляра.

Стовп рідини заввишки h надає гідростатичний тиск, що дорівнює ρgh . Тому на рідину впливатиме різниця тисків, яка рівна

$$\Delta p = p_{\sigma} - \rho gh.$$

Під дією цієї різниці тисків рідина почне рухатися. Оскільки градієнт тиску вздовж капіляра постійний, для визначення швидкості руху можна скористатися формулою Пуазейля:

$$v = \frac{dh}{dt} = \frac{r^2}{8\mu} \frac{\Delta p}{h},$$

де v – швидкість руху мастила в зазорі;

μ – в'язкість мастила.

Враховуючи значення Δp

$$\frac{dh}{dt} = \frac{r^2}{8\mu h} \left(\frac{2\sigma}{r} - \rho gh \right).$$

Інтегруючи це рівняння, отримуємо рівняння, яке характеризує рух мастила у вертикальному капілярі (аналогу руху між втулкою циліндра та поршневим кільцем)

$$t = \frac{8\mu}{r^2 \rho g} \left(h_0 \ln \frac{h_0}{h_0 - h} - h \right),$$

де h_0 – рівноважна висота підняття мастила під час створення мастильної плівки, на яку діє сила поверхневого натягу.

З останньої формули випливає, що, хоча час, який потрібний для підняття рідини на максимальну висоту, нескінченно великий, фактично рідина за порівняно невеликий час досягає висоти, що дуже мало відрізняється від максимальної.

Аналогічні елементарні викладки для горизонтального капіляра призводять до наступного виразу часу, протягом якого рідина проходить шлях l горизонтальним капіляром (аналогу руху між валом та вкладишем підшипника):

$$t = \frac{2\mu l^2}{r\sigma}.$$

3.2.3. Вплив поверхнево-активних речовин на рух поверхневого шару

Поверхнево-активні речовини (ПАР) змінюють сили, що діють на поверхню рідини. Ця зміна не зводиться до простого зниження поверхневого натягу, а пов'язана з появою тангенціальних сил, що діють на поверхню граничної рідини. Це призводить до зміни капілярних сил, а також до появи додаткових поверхневих сил того ж масштабу, що й сили капілярного тиску.

Тому наявність ПАР може призводити до суттєвої зміни гідродинамічного режиму [42, 127]. Рух рідини та обумовлена ним зміна

форми поверхні призводять до зміни розподілу концентрації ПАР, так що його концентрація Γ на поверхні змінюватиметься від точки до точки:

$$\Gamma = \Gamma(x, y, z),$$

де (x, y, z) пов'язані між собою рівнянням поверхні. Зміна концентрації ПАР спричинить і зміну поверхневого натягу, яка також буде змінною вздовж поверхні. Тому капілярний тиск, тобто нормальна сила, що діє на 1 см^2 поверхні, визначиться як

$$p_{\sigma} = \frac{2\sigma\Gamma}{R}$$

і буде різним у різних точках поверхні.

Якщо поверхневий натяг рідини змінюється від точки до точки, то, крім капілярного тиску поверхні рідини, виникає тангенціальна сила. Ця сила буде спрямована від місць з більшим поверхневим натягом до місць з меншим поверхневим натягом. Ця сила, що віднесена до одиниці поверхні рідини, може бути представлена виразом

$$p_t = \text{grad}\sigma = \frac{d\sigma}{d\Gamma} \text{grad}\Gamma$$

і спрямована стосовно дотичної до поверхні.

Таким чином, наявність ПАР призводить до появи поверхневих сил та змінює граничні умови, яким має задовольняти швидкість на поверхні рідини.

У присутності ПАР граничні умови на поверхні розділу двох рідин (або «рідина-газ») визначаються:

$$p_m + p_{\sigma} = p'_m, \quad (3.19)$$

$$p_u + p_t = p'_u, \quad (3.20)$$

де p_{nn} і p_{tt} – нормальна і тангенціальна складові тензора в'язких напруг;

p_a – капілярний тиск;

p_t – тангенціальна сила (віднесена до 1 см² поверхні) [143].

Зміна граничних умов поверхні рідини, покритої плівкою, проти чистої рідини призводить, своєю чергою, до зміни режиму руху.

Вплив ПАР на рух рідини може виявлятися лише доти, доки суттєву роль відіграє гранична умова (3.20). В останнє входять тільки в'язкі напруги в рідині. Тому за великих чисел Рейнольдса, коли в'язкі сили малі порівняно з силами інерції та в'язкість рідини не відіграє суттєвої ролі, на тангенціальну швидкість рідини не накладається жодних обмежень. За великих чисел Рейнольдса наявність ПАР не може суттєво позначатися на русі рідини. Останнє твердження має простий зміст: при великих швидкостях руху рідини поверхнево-активні речовини будуть повністю зноситися («здуватися»). Навпаки, при в'язкому режимі руху послідовне врахування впливу ПАР показує, що він може бути дуже значним. Необхідно підкреслити, що поряд з впливом ПАР на рух рідини можна також розглядати рух ПАР. Справді, дисипація енергії внаслідок незворотних процесів відбувається не лише у рідині, а й у плівці, утвореній ПАР. Можна говорити про в'язкість плівки, яка проявляється у разі виникнення руху в плівці.

Оскільки, однак, як правило, плівки ПАР представляють моношар поверхнево-активних молекул, дисипація енергії в об'ємі, зайнятому моношаром, мала порівняно з дисипацією енергії в просторовій фазі [144].

Для роздільного визначення енергії, дисипованої в рідкій фазі та в моношарі, необхідно знати режим руху рідини в присутності ПАР. Це дозволить обчислити енергію, що дисипується в рідині. Різниця між виміряною на досвіді та обчисленою величезною дисипацією енергії (або інших відповідних величин) представляє дисипацію енергії, обумовлену в'язким рухом у поверхневій фазі [145].

В інших випадках дисипація енергії в моношарі може бути настільки значною, що її необхідно враховувати в повному балансі енергії, що

дисипується. Питання про існування помітної в'язкої дисипації енергії в самому моношарі може бути вирішене лише на основі експериментальних даних і розрахунків режиму руху рідини, беручи до уваги вплив на нього ПАР. Зазначений розрахунок повинен проводитися на основі обліку граничних умов (3.19) та (3.20) на поверхні рідини, покритої адсорбованою ПАР.

Вхідні до виразів (3.19) та (3.20) нормальні p_σ і дотичні p_t сили можуть бути обчислені, якщо відомий розподіл ПАР на поверхні рідини, тобто $\sigma(x, y, z)$.

Виходячи з припущення, що $\sigma = \sigma(\Gamma)$, для знаходження поверхневих сил необхідно знати розподіл ПАР на поверхні рідини, що рухається. Цей розподіл обумовлений кількома чинниками. По-перше, поверхнево-активна речовина, що знаходиться на поверхні рідини, зтягується рухом останньої. У зв'язку з цим уздовж поверхні рідини виникає конвективний потік ПАР:

$$j_{\text{пов}} = \Gamma v_t,$$

де v_t – дотична до поверхні швидкість рідини.

Далі, внаслідок того, що концентрація ПАР на поверхні є змінною від точки до точки, на поверхні рідини виникає дифузія молекул ПАР з місць із більшою концентрацією до місця з меншою концентрацією. На поверхні виникає дифузійний потік речовини, що характеризується виразом

$$j_{\text{дифф}} = -D_s \text{grad} \Gamma,$$

де D_s – коефіцієнт поверхневої дифузії.

Якщо ПАР розчинна в рідині, то в кожній точці поверхні рідини може відбуватися перехід його з поверхневої фази об'ємний розчин або назад.

Нехай j_n означає потік речовини з одиниці поверхні об'ємну фазу або з об'ємної фази на поверхню. Величина потоку визначається повільнішою з

двох стадій, на які може бути розчленований процес переходу ПАР в об'ємний розчин (або назад):

- 1) процес десорбції (або адсорбції);
- 2) відведення розчинених ПАР у глиб рідини (або подача їх з глибини рідини до поверхні).

Тоді закон збереження ПАР може бути записаний у вигляді

$$\frac{d\Gamma}{dt} + \operatorname{div}(j_{\text{пов}} + j_{\text{дифф}}) + j_n = 0,$$

або

$$\frac{d\Gamma}{dt} + \operatorname{div}(\Gamma \mathbf{v}_t - D_s \operatorname{grad} \Gamma) + j_n = 0. \quad (3.21)$$

Зокрема, у разі плоскої поверхні рідини у декартових координатах, прийнявши поверхню рідини за площину, маємо

$$\frac{d\Gamma}{dt} + j_n + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma v_x - D_s \frac{\partial \Gamma}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma v_y - D_s \frac{\partial \Gamma}{\partial y} \right) = 0. \quad (3.21)$$

З виразу (3.21) випливає, що розподіл речовини по поверхні може бути знайдено, якщо відомо розподіл швидкостей рідини (потік j_n може залежати від розподілу швидкостей рідини, якщо він визначається швидкістю перенесення ПАР).

Для знаходження розподілу швидкостей, своєю чергою, потрібно знати сили, що діють на поверхні рідини, тобто розподіл ПАР.

Таким чином, для розв'язання повного завдання про рух рідини у присутності ПАР необхідно провести спільне рішення рівнянь руху в'язкої рідини з урахуванням граничних умов (3.19) та (3.20) та рівняння збереження ПАР (3.21).

3.2.4. Вплив температури на рух поверхневого шару

Дослідження тонких шарів в'язких рідин (рідких плівок), що поєднують малу товщину та велику поверхню контакту, пов'язане з реалізацією їх течій в системах мащення судових дизелів і, зокрема, у контактних парах поршневі кільця – втулка циліндра та вал – вкладиш підшипника.

Течія рідких плівок має свої особливості, обумовлені наявністю двох поверхонь розділу: тверда поверхня – рідка плівка та рідка плівка – газ. Подібні умови виникають у циліндрі дизеля (під час забезпечення мащення між поршневими кільцями та втулкою) та в картері дизеля (під час забезпечення мащення між валом та вкладишем підшипника, а також між верхнім вкладишем шатуна та поршневим пальцем).

Особливу увагу дослідників привертає міжфазна нестійкість, пов'язана з ефектом Марангоні, який присутній під час випаровування, екстракції, абсорбції та ін. Ефект Марангоні пов'язаний із зміною поверхневого натягу від точки до точки міжфазної поверхні. Поверхневий натяг є функцією, зокрема, залежної від температури та концентрації речовини. Градієнти температури та концентрації викликають неоднорідність поверхневого натягу та появу градієнтів, що призводить до виникнення на міжфазній поверхні термокапілярних сил. Виникаюча нестійкість Марангоні проявляється у формуванні у приповерхневих шарах дисипативних структур.

Розглянемо течію тонкого шару в'язкої рідини, що не стискається (рідкої плівки) товщиною δ під дією сили тяжіння по твердій вертикальній площині або криволінійній поверхні в системі координат OXY – вісь OX направлена за течією плівки, вісь OY – по нормалі в плівку рідини. Умови на поверхні розділу фаз рідкої плівки враховують сили поверхневої в'язкості, неоднорідність поверхневого натягу, викликану градієнтами температури та концентрації речовини, і тепломасообмін на поверхні розділу газ-рідина. Математична модель течії неізотермічної рідкої плівки є системою рівнянь

Нав'є-Стокса і рівняння нерозривності з відповідними граничними умовами [138], які для випадку двовірної течії рідкої плівки запишуться у вигляді:

$$\begin{aligned}\varepsilon \frac{\partial u}{\partial t} + \varepsilon u \frac{\partial u}{\partial x} + \varepsilon v \frac{\partial u}{\partial y} &= -\varepsilon \frac{\partial P}{\partial x} + F_x + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \varepsilon^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right); \\ \varepsilon^2 \frac{\partial u}{\partial t} + \varepsilon^2 u \frac{\partial u}{\partial x} + \varepsilon^2 v \frac{\partial u}{\partial y} &= -\frac{\partial P}{\partial y} + F_y + \frac{1}{Re} \left(\varepsilon^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \varepsilon \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right); \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} &= 0;\end{aligned}\tag{3.22}$$

$$y = 0 : u = 0, v = V_0; .\tag{3.23}$$

$$y = \delta : \frac{1}{Re} \left[2\varepsilon^2 \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial \delta}{\partial x} - 2\varepsilon^2 \frac{\partial v}{\partial y} \frac{\partial \delta}{\partial x} - \left(\varepsilon^2 \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \varepsilon M \frac{\partial \delta}{\partial x} + \varepsilon N \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \tau_x = 0;\tag{3.24}$$

$$P = \frac{2}{Re} \left[\varepsilon \frac{\partial v}{\partial y} - \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \varepsilon^2 \frac{\partial v}{\partial x} \right) \varepsilon \frac{\partial \delta}{\partial x} \right] - \frac{\sigma}{\delta} \frac{\partial^2 \delta}{\partial x^2} + P_0 - \text{sign} \Delta T \frac{\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1}{(Re \cdot Pr \cdot Ku) \delta}.\tag{3.25}$$

Умова на вільній поверхні плівки при фазових перетвореннях

$$\frac{\partial \delta}{\partial t} = v - u \frac{\partial \delta}{\partial x} + \frac{1}{Re \cdot Pr \cdot Ku} \frac{1}{\delta}.\tag{3.26}$$

Безрозмірні величини та параметри в (3.22)-(3.26):

u, v – проєкції швидкості на осі координат;

t – час;

Re – число Рейнольдса;

F_x, F_y – проєкції числа Фруда;

σ – параметр поверхневого натягу;

τ_x – постійна дотична напружка;

M – параметр Марангоні;

N – параметр поверхневої в'язкості;

Pr – число Прандтля;

Ku – число фазового переходу.

Для розв'язання поставленого завдання (3.22)-(3.25) проведемо розтяг осей x і t . Враховуючи, що товщина рідкої плівки набагато менша за довжину хвилі λ , у рівняння системи (3.22) та граничні умови (3.23)-(3.25) введено малий параметр $\varepsilon = \frac{\delta}{\lambda}$ та $\bar{N} = \varepsilon N, \bar{\sigma} = \varepsilon^2 \sigma$. З (3.22)-(3.25) визначимо проекції швидкості u , v та тиск P , розклавши їх у ряд за малим параметром ε :

$$\begin{aligned} u &= u_0 + \varepsilon u_1 + \varepsilon^2 u_2 + \dots, \\ v &= v_0 + \varepsilon v_1 + \varepsilon^2 v_2 + \dots, \\ P &= P_0 + \varepsilon P_1 + \varepsilon^2 P_2 + \dots \end{aligned}$$

Виділивши члени за однакових ступенів ε , отримаємо системи рівнянь для визначення u , v та P у різних наближеннях. Підставивши в (3.26) проекції швидкості u та v , знайдені за першими трьома наближеннями, і враховуючи, що $\delta = 1 + \psi$, де $\psi(x, t)$ – відхилення вільної поверхні рідкої плівки від незбуреного стану, отримаємо рівняння для її вільної поверхні у тепломасообмінних процесах конденсації, випаровування та адсорбції [146]

$$\begin{aligned} \frac{\partial \psi}{\partial t} &= b_1 \frac{\partial \psi}{\partial x} + b_2 \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + b_3 \frac{\partial^3 \psi}{\partial x^3} + b_4 \frac{\partial^4 \psi}{\partial x^4} + b_5 \psi \frac{\partial \psi}{\partial x} + b_6 \psi \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \\ &+ b_7 \left(\frac{\partial \psi}{\partial x} \right)^2 + b_8 \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + b_9 \psi \left(\frac{\partial \psi}{\partial x} \right)^2. \end{aligned} \quad (3.27)$$

Коефіцієнти рівняння (3.27) мають вигляд:

$$\begin{aligned} b_1 &= -ReF_x - Re\tau_x; \quad b_2 = -\frac{ReF_y}{3} - \frac{ReM}{2} + \frac{3}{40} Re^3 F_x (\tau_x + F_x) + \frac{2}{3} Re \cdot \text{sign} \Delta T \frac{1}{(Re \cdot Pr \cdot Ku)^2}; \\ b_3 &= -\frac{Re^2 F_x N}{2}; \quad b_4 = -\frac{Re\sigma}{3}; \quad b_5 = -2ReF_x - Re\tau_x; \quad b_6 = -ReF_y - ReM + \frac{3}{8} Re^3 F_x \tau_x + \frac{9}{20} Re^3 F_x^2; \\ b_7 &= b_6; \quad b_8 = -\frac{1}{2} Re^2 F_x N; \quad b_9 = -2ReF_y - ReM + \frac{3}{2} Re^3 F_x \tau_x + \frac{9}{4} Re^3 F_x^2; \quad F_x = \frac{3}{Re} - \frac{3}{2} \tau_x. \end{aligned}$$

Рівняння (3.27) є нестационарною математичною моделлю стану вільної поверхні неізотермічної рідкої плівки, в рамках якої можливе моделювання еволюції двовірних збурень на її поверхні.

3.3. Експериментальне визначення структурних характеристик суднових моторних мастил

Для визначення параметрів побудови речовини, зокрема параметрів тонких плівок цієї речовини на поверхні іншої, найбільш перспективними є методи відбивної еліпсометрії, тому що відбивна світлова хвиля формується в тонкій поверхневій області. Існують еліпсометричні прилади, які призначені для вимірювання поляризаційних характеристик відбивної хвилі, найчастіше на одній фіксованій довжині. Але не існує універсального методу, який дозволяв би через вимірювані поляризаційних характеристик визначити, зокрема, оптичні стали та товщину плівки [147].

Вимірюваними величинами в еліпсометрії є поляризаційні характеристики (еліпсометричні параметри) світлової хвилі, які визначають форму еліпса коливань електричного вектора світлової хвилі.

Стан поляризації світла можливо розкласти на дві складові: s -поляризація (яка спрямована перпендикулярно площі падіння) та p -поляризація (яка спрямована паралельно площі падіння). У випадку відбитку розглядаються комплексні амплітуди відбитих s та p компонент, які позначаються як E_s та E_p . Еліпсометрія визначає комплексний коефіцієнт відбитку системи ρ , який є відношенням E_p до E_s .

$$\rho = \frac{E_p}{E_s}.$$

Комплексний коефіцієнт відбитку також можна задати в показовій формі за допомогою так званих еліпсометричних параметрів (еліпсометричних кутів): кута відношення скалярних коефіцієнтів відбитку у s та p площях ψ та різниці зсувів фаз Δ між компонентами E_s та E_p .

$$\rho = e^{i\Delta} \operatorname{tg} \psi,$$

де i – уявна одиниця.

Найбільш придатним для еліпсометричних вимірювань є фотометричний еліпсометр, який, на відміну від існуючих компенсаційних еліпсометрів, не потребує компенсатора та має менший час вимірювання. Це надає можливість вимірювання на хвилях будь-якої довжини та сприяє автоматизації процесів вимірювання та контролю [137].

У зв'язку з тим, що еліпсометрія вимірює відношення (або різницю) двох величин, а не абсолютні значення кожної, це дуже точний і відтворюваний метод. Наприклад, він відносно стійкий до розсіювання світла та флуктуацій, а також не вимагає стандартного (контрольного) зразка або опорного світлового променя.

Принцип роботи еліпсометра засновано на фотоелектричному методі Бітті, відповідно до якого лінійно поляризований світловий пучок падає на дзеркальну поверхню речовини, яка досліджується, під довільним кутом. При цьому азимут поляризатора (кут між електричним вектором світлової хвилі та площиною падіння) дорівнює 45° . Еліптичну поляризацію відбитого світла аналізують за допомогою лінійного поляризатора, який послідовно встановлюють за азимутами 0° , 45° та 90° , та вимірюють відповідну інтенсивність відбитого світла I_0 , I_{45} , I_{90} . Після цього еліпсометричні показники визначають за виразами

$$\operatorname{tg} \psi = \sqrt{\frac{I_0}{I_{90}}},$$

$$\cos \Delta = \frac{2I_{45} - I_0 - I_{90}}{2\sqrt{I_0 I_{90}}}.$$

Тангенс кута ψ задає відношення послаблень (або посилень) скалярних амплітуд s і p компонент під час пропускання, а задає різницю зсувів фаз, визначених під час пропускання с s та p станом поляризації [148].

Еліпсометричні вимірювання можливо виконувати для одно- та двошарової систем. Прикладом двошарової системи є тонкі плівки моторного

мастила на металевій поверхні. Такі плівки складаються з двох шарів – граничного, який знаходиться поблизу металевої поверхні та утворює граничну фазу мастило – метал; та поверхневого, який доповнює загальний шар мастила та утворює граничну фазу мастило – повітря. Схема проходження світлових променів у двошаровій системі наведена на рис. 3.5.

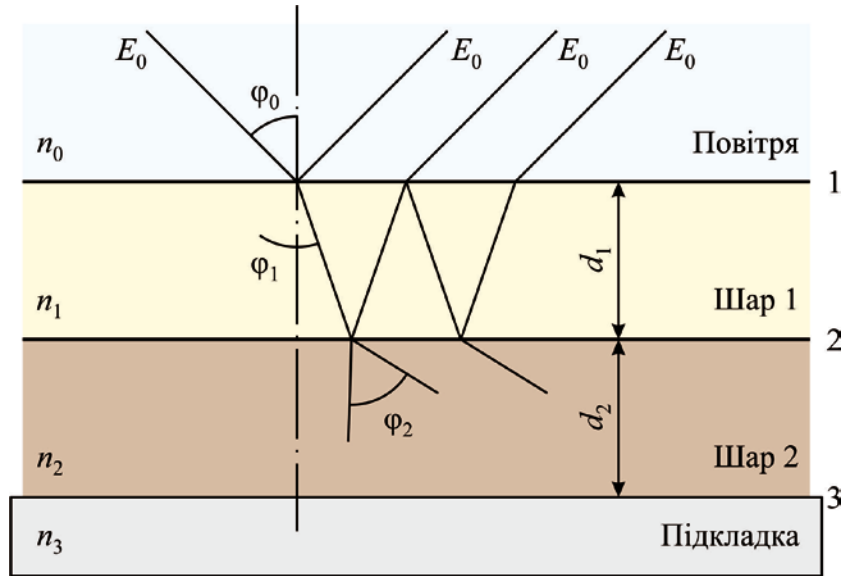


Рис. 3.5. Проходження світлових променів у двошаровій системі

Рівняння еліпсометрії для двошарової системи має вигляд:

$$e^{i\Delta} \operatorname{tg} \psi = \frac{r_{1p} + r_{2p} e^{-i\delta_1} + r_{1p} r_{2p} r_{3p} e^{-i\delta_2} + r_{3p} e^{-i(\delta_1 + \delta_2)}}{1 + r_{1p} r_{2p} e^{-i\delta_1} + r_{2p} r_{3p} e^{-i\delta_2} + r_{1p} r_{3p} e^{-i(\delta_1 + \delta_2)}} \times \\ \times \frac{1 + r_{1s} r_{2s} e^{-i\delta_1} + r_{2s} r_{3s} e^{-i\delta_2} + r_{1s} r_{3s} e^{-i(\delta_1 + \delta_2)}}{r_{1s} + r_{2p} e^{-i\delta_1} + r_{1s} r_{2s} r_{3s} e^{-i\delta_2} + r_{3s} e^{-i(\delta_1 + \delta_2)}}.$$

У цьому рівнянні r_1, r_2, r_3 – коефіцієнти Френеля відбитку від поверхонь 1, 2, 3 (див. рис. 3.5), які можливо визначити за виразами

$$r_{1p} = \frac{n_1 \cos \varphi_0 - n_0 \cos \varphi_1}{n_1 \cos \varphi_0 + n_0 \cos \varphi_1}; \quad r_{1s} = \frac{n_0 \cos \varphi_0 - n_1 \cos \varphi_1}{n_0 \cos \varphi_0 + n_1 \cos \varphi_1}; \\ r_{2p} = \frac{n_2 \cos \varphi_1 - n_1 \cos \varphi_2}{n_2 \cos \varphi_1 + n_1 \cos \varphi_2}; \quad r_{2s} = \frac{n_1 \cos \varphi_1 - n_2 \cos \varphi_2}{n_1 \cos \varphi_1 + n_2 \cos \varphi_2}; \\ r_{3p} = \frac{n_3 \cos \varphi_2 - n_2 \cos \varphi_3}{n_3 \cos \varphi_2 + n_2 \cos \varphi_3}; \quad r_{3s} = \frac{n_2 \cos \varphi_2 - n_3 \cos \varphi_3}{n_2 \cos \varphi_2 + n_3 \cos \varphi_3}.$$

Різниці фаз δ_1 та δ_2 , які утворюються в першому та другому шарах, обчислюють за формулами

$$\delta_1 = \frac{4\pi d_1}{\lambda} n_1 \cos \varphi_1; \quad \delta_2 = \frac{4\pi d_2}{\lambda} n_2 \cos \varphi_2, \quad (3.23)$$

де n_1, n_2 – оптичні сталі відповідного шару;

λ – довжина хвилі падаючого випромінювання, нм [149].

У рівнянні (3.23) та на рис. 3.5 позначення d_1 відповідає товщині поверхневого шару d_{π} , позначення d_2 – товщині граничного шару d_s . Загальна товщина мастильного шару $d_{\text{мм}}$ визначається як сума цих величин

$$d_{\text{мм}} = d_1 + d_2 = d_{\pi} + d_s.$$

Значення d_1 та d_2 (а також відповідно d_{π} та d_s) визначається графоаналітичним способом як точка зламу залежностей $\delta_1=f(d_1)$ та $\delta_2=f(d_2)$. За аналогічною схемою визначається величина крайового кута змочування. Приклад розв’язання цього завдання для моторних мастил, що використовуються в системах мащення суднових дизелів наведено на рис. 3.6 [31, 114].

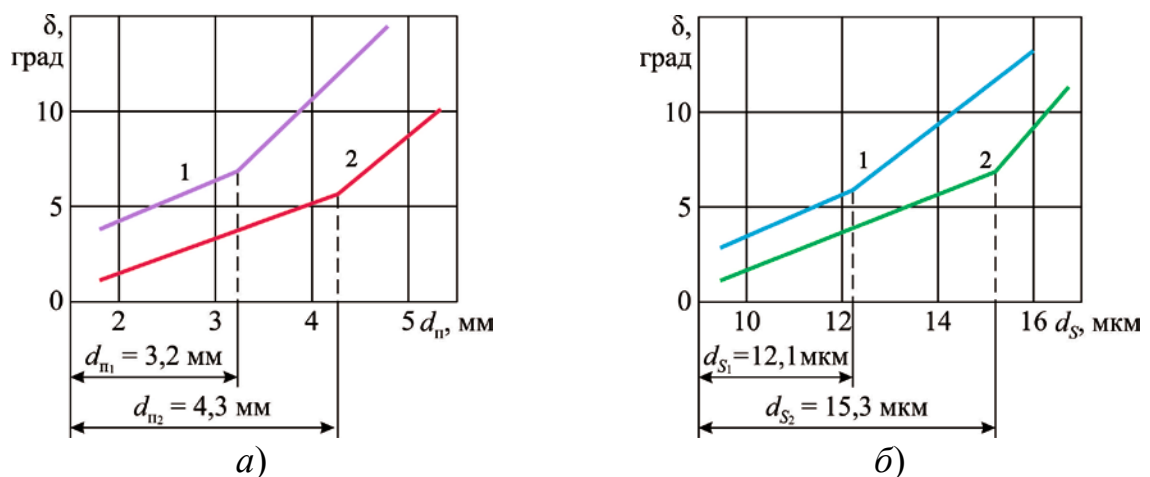


Рис. 3.6. Знаходження значень товщина поверхневого шару d_{π} та товщини граничного шару d_s графоаналітичним способом

Під час інтерпретації еліпсометричних даних доводиться розв'язувати як пряме завдання еліпсометрії, коли за відомими характеристиками відбивної системи обчислюють еліпсометричні параметри відбивання світлової хвилі, також і обернену, коли за вимірюваними значеннями поляризаційних характеристик відбивної хвилі знаходять параметри досліджуваної системи.

Визначення основних структурних характеристик (товщини мастильного шару $d_{\text{мм}}$ та крайового кута змочування $\theta_{\text{м}}$) виконувалось для різних сортів суднових моторних мастил, що виробляються фірмами Castrol, Mobil, Shell. Принципова схема поляризаційної установки наведена на рис. 3.7 [71, 150].

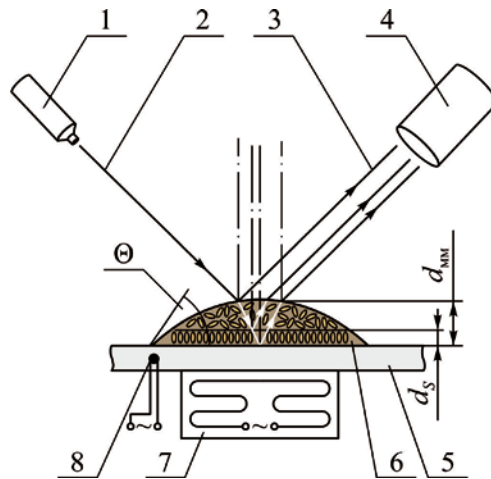


Рис. 3.7. Принципова схема визначення товщини мастильного шару $d_{\text{мм}}$, товщини граничного шару d_s та крайових кутів змочування θ еліпсометричним способом:

- 1, 4 – елементи еліпсометричної установки; 2 – лінійно поляризоване світло;
3 – еліптично поляризоване світло; 5 – металева поверхня; 6 – мастильний шар; 7 – електричний нагрівач; 8 – термопара

Вимірювання виконувались у такий спосіб. Визначення кутів змочування та товщини мастильного шару виконувалося для об'єму моторного мастила (рівного 2 мл), нанесеного краплинним способом на металеву поверхню, відполіровану за високим класом точності. Монохроматичне джерело 1 спрямовувало лінійно поляризоване світло 2 в бік досліджуваного матеріалу 6, який утворював на металевій поверхні 5

мастильний шар з товщиною $d_{\text{мм}}$ та крайовими кутами змочування θ . Частина світлових променів відбивалася від поверхні мастильного матеріалу 6, інша – від металевої поверхні 5. Відбите еліптично поляризоване світло 3 фіксувалось фотоелектричним пристроєм 4. Далі через вимірювані значення еліптично поляризованого світла визначались необхідні структурні характеристики моторного мастила – товщина мастильного шару $d_{\text{мм}}$ та крайовий кут змочування θ .

З метою додаткового визначення впливу температурного режиму на структурні характеристики моторного мастила, металева поверхня 5 нагрівалась за допомогою електричного нагрівача 7. Температура під час нагрівання контролювалась термопарою 8. Вимірювання виконувались у діапазоні температури 20...60 °С. Для запобігання різких температурних градієнтів під час вимірювань забезпечувались умови, за якими швидкість зростання температури не перевищувала 5°С/хв. Для цієї мети до електричної схеми було включено компенсаційний реостат. Використання електричного нагрівача забезпечувало проведення експериментальних досліджень за температурних умов, що відповідали температурному стану трибологічної системи колінчатий вал – моторне мастило – вкладиш підшипника. Також це дозволяло вивчити деструктуючу дію теплового потоку на структурні характеристики моторного мастила.

Для підвищення точності вимірювання виконувалися з чотириразовим повторенням для кожного досліджуваного зразка, це забезпечувалося повертанням металевої поверхні 5 відносно променів лінійно поляризованого світла на 90°, 180° та 270° за годинниковою стрілкою. Визначені в такій спосіб значення товщини мастильного шару $d_{\text{мм}}$, товщини граничного шару d_s та крайового куту змочування θ усереднювались.

Ще одним з методів, які дозволяють визначити структурні характеристики моторних мастил (а саме товщину граничного шару d_s та ступінь впорядкованості молекул граничного шару S), є оптичний метод дихроїзму поглинання домішкових молекул [137, 151]. Цей метод

використовувався як додатковий для визначення товщини граничного шару d_s та оцінки точності методу еліпсометрії (через збігу значень d_s , які були отримані обома методами). Також метод дихроїзму домішкових молекул дає можливість оцінити ступінь упорядкованості молекул граничного шару S – показник, який запропоновано як якісний показник оцінки структурних характеристик моторних мастил. Його реалізація можлива на установці, схему якої показано на рис. 3.8 [31, 112].

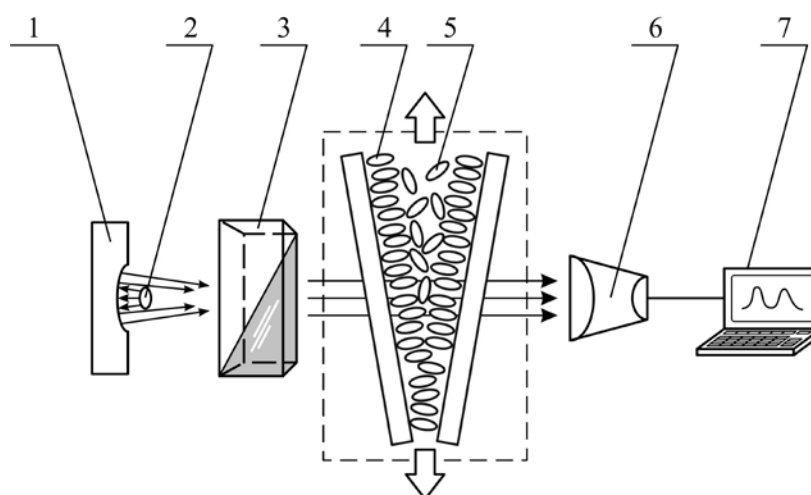


Рис. 3.8. Схема оптичної установки для визначення структурних характеристик суднових моторних мастил:

1 – фокусуюча лінза; 2 – монохроматичне джерело світла; 3 – поляризатор світлових променів; 4 – кварцова V-подібна кювета; 5 – моторне мастило;
6 – фотоелектронний пристрій; 7 – персональний комп'ютер

Від монохроматичного джерела світла 2 світловий промінь фокусувався лінзою 1 та паралельним пучком прямував через поляризатор 3 до V-подібної кювети 4, у якій знаходилось досліджуване моторне мастило 5. Для забезпечення проходження світлових променів та подальшого сканування моторного мастила за товщиною шару, кювета 4 була виконана з полірованого кварцового стекла. V-подібний (клиновидний) від кювети забезпечував зміну товщини шару моторного мастила, що в ній знаходилось, під час переміщення кювети перпендикулярного напрямку проходження світлових променів. Об'єм кювети заповнювався моторним мастилом, молекули якого поблизу кварцової

поверхні формували граничний шар із упорядкованою структурою молекул. У центральній частині кювети утворення упорядкованого шару не відбувалося, і ця частина мастила за структурними властивостями відповідала ізотропній рідині. Під час експерименту кювета переміщалася у напрямку, перпендикулярному до напрямку падаючого світла. Це дозволяло визначити інтенсивність світла, що проходить через V-подібну кювету з різною товщиною шару моторного мастила. Інтенсивність світла, що проходить через кювету 4 фіксувалася за допомогою фотоелектронного пристрою 6 та передавалася на персональний комп'ютер 7.

Орієнтаційна впорядкованість молекул моторного мастила поблизу кварцової поверхні V-подібної кювети є причиною виникнення оптичної анізотрії світлових променів. При цьому змінюється коефіцієнт поглинання світла в мастилі та, як наслідок, оптична щільність мастила D . Це є підставою для того, що залежність $D=f(d)$ не є лінійною та характеризується наявністю точки зламу (рис. 3.9, а), що дозволяє розрахувати значення ступеня впорядкованості молекул граничного шару S та визначити його товщину d_s [31, 137, 149].

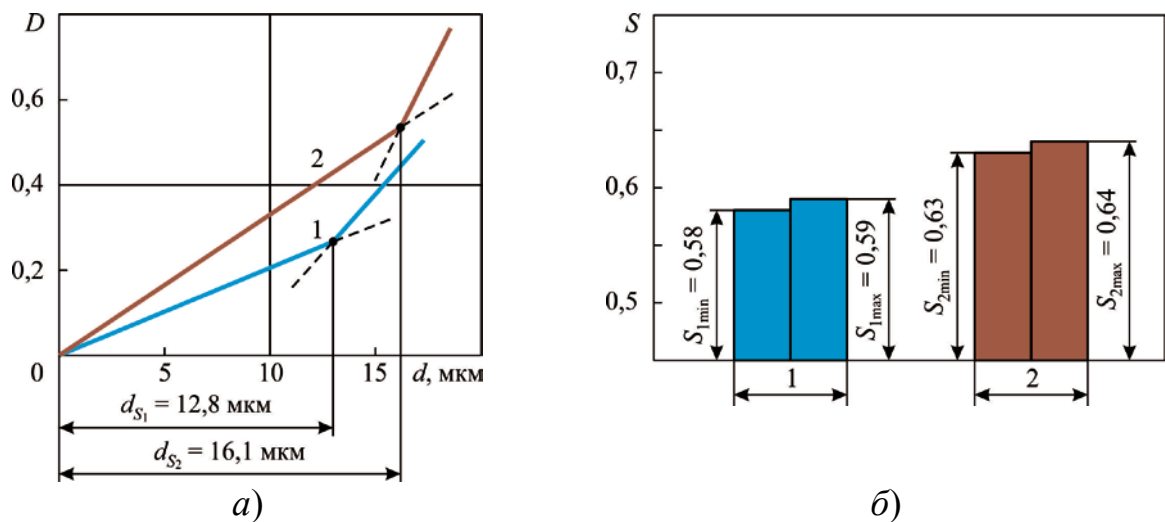


Рис. 3.9. Результати експерименту:

а – залежність оптичної щільності мастила D від товщини мастильного шару d ;

б – ступінь впорядкованості молекул у мастильному шарі S ;

1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2

Чим вище кут нахилу першої частини залежності $D=f(d)$, тим більше значення ступеня впорядкованості молекул граничного шару S . Точка зламу залежності $D=f(d)$ відповідає переходу об'ємної фази до граничного мастильного шару з впорядкованою структурою молекул і визначає товщину граничного шару d_s [151].

Під час обробки результатів дослідження розрахунок параметра порядку S проводився за формулою:

$$S = \frac{R-1}{R+2}, \quad (3.24)$$

де R – дихроїчне відношення, яке визначається відношенням оптичної щільності світловоду, заповненого мастилом, у p та s поляризації

$$R = \frac{D_p}{D_s}.$$

Максимальні S_{\max} та мінімальні S_{\min} значення ступеня впорядкованості молекул граничного шару досліджуваних мастил, що були розраховані за виразами (3.24) та (3.25), наведені на рис. 3.8, б [153, 154].

Дослідження з визначення структурних характеристик моторних мастил проводилися для суднових мастил Castrol Vection 15W40, Shell Rimula R4X 15W40, які використовувалися в системі циркуляційного мащення судового дизеля Volvo Penta TMDA 163A. Основні характеристики моторних мастил наведені в таблиці 3.3.

Оптичні дослідження проводилися в діапазоні товщини мастильного шару 0...60 мкм (що відповідало технологічному зазору між колінчатим валом та вкладишем підшипника ковзання судового БОД Volvo Penta TMDA 163A). Значення параметра порядку S та товщини граничного шару d_s досліджених моторних мастил (які визначались методом дихроїзму), а також товщини мастильного шару $d_{\text{мм}}$ та крайового куту змочування θ (які визначались методом еліпсометрії) наведено у таблиці 3.4.

Таблиця 3.3

Основні характеристики моторних мастил, що використовувались під час проведення експерименту

Параметр	Марка моторного мастила	
	Castrol Vection 15W40	Shell Rimula R4X 15W40
Клас SAE	15	15
Густина при 15°C, кг/м ³	910	906
Кінематична в'язкість при 40°C, сСт	96	95
Кінематична в'язкість при 100°C, сСт	13,66	12,93
Температура спалаху, °C	222	218
Температура застигання, °C	-14	-18
Загальне лужне число (Total Base Number – TBN), мгКОН/г	10,2	10,3

Таблиця 3.4

Характеристики граничних мастильних шарів моторних мастил

Марка моторного мастила	Характеристика			
	Параметр порядку, S	Товщина граничного шару, d_s , мкм	Товщина мастильного шару, d_{mm} , мм	Крайовий кут змочування, θ , град
ММ № 1	0,58...0,59	11,3...11,7	2,2...2,4	14,7...15,1
ММ № 2	0,63...0,64	14,7...15,0	3,3...3,5	17,3...17,6

3.4. Визначення способів та технологічних рішень, які сприяють підвищенню структурних характеристик тонких мастильних плівок

Підвищення структурних характеристик тонких мастильних плівок полягає в збільшенні товщини граничного шару d_s , що розміщений безпосередньо біля металевої поверхні, та ступеня орієнтаційної впорядкованості молекул у цьому шарі S . Саме на ці показники (d_s та S) спрямована дія багатьох способів, що засновані на посиленні міжмолекулярних взаємодій всередині рідини та з боку металу, на поверхні якого ця рідина утворює граничний шар [155, 156]. Перш за все до таких способів ставиться використання поверхнево-активних речовин та поверхнево-активних присадок (ПАП) [157, 158], нанесення на металеві поверхні спеціальних покриттів та зміна геометричного профілю поверхонь [159, 160], а також створення біля металевих поверхонь додаткових електричних та магнітних хвиль [161, 162].

ПАР уявляє з себе окремий хімічний елемент, або хімічне з'єднання, міжмолекулярні сили якого діють на дипольні електричні вектори молекул моторного мастила та сприяють підвищенню організаційної впорядкованості молекул його граничних шарів [163, 164]. Прикладом таких ПАР є цетиловий спирт $C_{16}H_{33}OH$, олеїнова кислота $C_{18}H_{34}O_2$. Густина цих речовин (811 кг/м^3 та 895 кг/м^3 відповідно) дозволяє їм розчинятися та рівномірно розповсюджуватися в об'ємі моторного мастила.

ПАП є більше складовою речовиною, яка відноситься до дисперсної системи та характеризується дисперсним середовищем (як таке у більшості випадків використовуються жирні кислоти) в якому розчинена та до якого додана дисперсна фаза (легкі ефіри, солі, оксиди та метали) [165, 166].

Під час нанесення на металеві поверхні спеціальних органічних покриттів використовують тверді та рідкі компоненти [167, 168]. До перших відносяться карбід дімолібдену Mo_2C , дисульфід молібдену MoS_2 , дисульфід

вольфраму WS_2 . До других – фторорганічні кислоти: перфтороктанова кислота $C_7F_{15}COOH$, перфтороктансульфонова кислота $C_8F_{17}SO_3H$.

Зміна геометрії контактуючих поверхонь полягає в нанесенні на поверхні так званого «регулярного мікрорельєфу» – формуванні спеціальних спіралеподібних каналів глибиною 10...100 мкм. Наявність регулярного мікрорельєфу сприяє виникненню додаткового розклинювального тиску, що виникає з боку мастила та який спрямований у бік металевих поверхонь, перешкоджаючи таким чином їх безпосередньому контакту [169, 170].

Для моторних мастил, що використовуються в системах мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту, переважними показниками, збільшення величин яких необхідно забезпечити під час керованого впливу на структурні характеристики тонких мастильних плівок, є саме товщина мастильної плівки d_{mm} та крайовий кут змочування θ_m , що утворює мастильна плівка з металевою поверхнею. Це зумовлюється змішаним режимом мащення в основних контактуючих елементах дизелів (тобто постійним переходом граничного мащення в гідродинамічне та навпаки) та необхідністю забезпечення гідравлічної щільності у відкритих парах тертя.

З метою підтвердження цих висловлювань під час досліджень як способи, що сприяють підвищенню структурних характеристик тонких мастильних плівок, були обрані використання ПАП та нанесення на металеві поверхні спеціальних органічних покриттів.

Як ПАП використовувалась речовина, основою якої була суміш мінерального мастила та олеїнової кислоти, до складу якої входили сульфат калію K_2SO_4 та сульфат міді Cu_2SO_4 , саме ці з'єднання забезпечували підвищення орієнтаційної впорядкованості молекул у граничному шарі [112].

Оптимальний вміст ПАП в моторному мастилі (вміст, при якому забезпечується максимальне значення структурних характеристик – товщини граничного шару d_s , товщини мастильної плівки d_{mm} , ступеня орієнтаційної впорядкованості S , крайових кутів змочування θ_m) не має пропорційної

залежності від концентрації та визначається експериментальним шляхом. При цьому оптимальний вміст ПАП є постійний під час її розчинення в різних моторних мастилах. Для ПАП, яка використовувалась під час досліджень, зміна структурних показників різних моторних мастил для різних концентрацій ПАП в моторному мастилі наведена в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5

Структурні характеристики суднових моторних мастил

Показник	Концентрація ПАП в моторному мастилі, %				
	0	0,1	0,2	0,3	0,5
	Моторне мастило ММ № 1				
Товщина мастильного шару $d_{\text{мм}}$, мм	3,2	3,3	3,3	4,5	3,7
Крайовий кут змочування θ , град	17,8	18,2	18,5	26,3	20,4
Товщина граничного шару d_s , мкм	15,0	15,1	15,2	18,7	15,7
Ступень орієнтаційної впорядкованості S	0,68	0,68	0,69	0,78	0,69
Моторне мастило ММ № 2					
Товщина мастильного шару $d_{\text{мм}}$, мм	3,7	3,7	3,8	4,6	3,9
Крайовий кут змочування θ , град	19,6	20,1	20,1	27,7	22,4
Товщина граничного шару d_s , мкм	14,6	14,6	14,9	17,8	15,1
Ступень орієнтаційної впорядкованості S	0,62	0,63	0,63	0,75	0,65
Моторне мастило ММ № 3					
Товщина мастильного шару $d_{\text{мм}}$, мм	2,6	3,1	3,2	3,8	3,1
Крайовий кут змочування θ , град	17,2	18,4	19,2	23,8	18,2
Товщина граничного шару d_s , мкм	13,6	13,8	13,7	16,4	13,7
Ступень орієнтаційної впорядкованості S	0,57	0,62	0,63	0,71	0,58

Під час виконання досліджень з визначення оптимальної концентрації ПАП, в обсяг моторного мастила послідовно (з інтенсивністю доливу 50 %, 25 % та 25 % від необхідного об'єму) додавалась ПАП. Після кожної доданої порції суміш, що складалась з ПАП та моторного мастила, перемішувалась за допомогою ультразвукової установки, що забезпечувало її однорідність. Визначення значення товщини мастильного шару $d_{\text{мм}}$, крайового куту змочування $\theta_{\text{м}}$, товщини граничного шару $d_{\text{с}}$ та ступеня орієнтаційної впорядкованості S виконувалось за допомогою оптичних методів відповідно до схем, що наведені на рис. 3.7 та рис. 3.8.

Комплекс вказаних вимірювань виконувався для різних моторних мастил фірм Castrol, Mobil, Shell, Техасо, що використовуються в циркуляційних системах мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту. Результати вимірювань наведені в таблиці 3.6 (моторні мастила в довільному порядку позначені як ММ № 1, ММ № 2, ММ № 3, ММ № 4, ММ № 5).

Таблиця 3.6

Структурні характеристики судових моторних мастил

Моторне мастило	Товщина мастильного шару $d_{\text{мм}}$, мм	Крайовий кут змочування $\theta_{\text{м}}$, град	Товщина граничного шару $d_{\text{с}}$, мкм	Ступінь орієнтаційної впорядкованості S
ММ № 1	3,8	19,5	17,3	0,68
ММ № 2	4,1	22,6	15,8	0,65
ММ № 3	4,6	26,8	16,2	0,71
ММ № 4	4,5	27,3	15,8	0,68
ММ № 5	4,8	30,3	17,2	0,72

Підвищення організаційної впорядкованості молекул граничних шарів моторного мастила (та відповідно основних показників, що визначають структурні характеристики моторних мастил – товщину граничного шару d_s та ступінь організаційної впорядкованості молекул S) можливе шляхом нанесення органічних покриттів на поверхні тертя та через додавання ПАР до мастила. Під час використання органічних покриттів на металевій поверхні утворюється додатковий шар, товщиною 10...20 нм, який сприяє підвищенню дії Ван-дер-Ваальсових сил з боку металевої поверхні на молекули мастила, що утворюють граничний шар. Це збільшує товщину цього шару та підвищує ступінь орієнтаційної впорядкованості молекул у цьому шарі, при цьому одночасно підвищуються крайові куту змочування та товщина мастильної плівки .

Як покриття використовувалась перфтороктанова кислота $C_7F_{15}COOH$, яку попередньо розчиняли в озонобезпечному хладоні R404a. Зразки металевих поверхонь (які за своїми характеристиками та складом відповідали металевим сплавам, що використовуються для виготовлення підшипникових вузлів та циліндрової групи суднових дизелів) занурювались на деякий час у розчин перфтороктанової кислоти, після чого висувались у повітрі за температури 20...25 °C. Час знаходження металевих поверхонь у розчині впливав на товщину нанoshару перфтороктанової кислоти, яка завдяки адгезії залишалась на поверхнях. Товщина цього шару контролювалась методом еліпсометрії, відповідно до схеми, що наведена на рис. 3.7. Зміна товщини нанoshару перфтороктанової кислоти від часу нанесення покриття на металеві поверхні надана в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7

Зміна товщини нанoshару $d_{нш}$, нм, перфтороктанової кислоти від часу нанесення t , год, покриття на металеві поверхні

Час нанесення t , хв	10	20	30	40	50	60	90
Товщина нанoshару $d_{нш}$, нм,	14,3	18,8	21,2	25,8	25,8	25,9	26,0

Під час визначення впливу органічних покриттів на структурні характеристики моторного мастила (яке виконувалось за допомогою еліпсометричної установки) застосовувалось два методи нанесення покриттів на металеву поверхню. У першому випадку органічне покриття наносилось на всю площу металевої поверхні, в другому – лише на частину, що відповідала площі 25 % з кожного краю поверхні, при цьому середня частина металевої поверхні (площа якої складала 50 % від загального значення) залишалась вільною від органічного покриття. Методом еліпсометрії за наведеною на рис. 3.7 схемою була досліджена зміна структурних показників трьох моторних мастил, що рекомендовані до використання в циркуляційних системах мащення судових дизелів. Визначені показники для цих мастил (які позначені як ММ №1, ММ №2, ММ №3) наведені в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8

Структурні характеристики моторного мастила за різних умов обробки
металевої поверхні

Структурна характеристика мастила	ММ №1			ММ №2			ММ №3		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Товщина граничного шару d_s , мкм	12,3	14,0	14,3	14,8	17,0	17,2	10,7	13,0	13,3
Товщина мастильного шару d_{mm} , мм	3,7	4,1	4,3	4,1	4,5	4,7	3,4	4,0	4,2
Крайовий кут змочування θ , град	19,6	27,1	27,4	26,5	32,0	33,6	21,7	29,1	32,4

Примітка: 1 – без нанесення органічного покриття; 2 – нанесення органічного покриття на всю площу металевої поверхні; 3 – нанесення органічного покриття лише на частину металевої поверхні, що відповідає площі 25 % з кожного краю поверхні

Результати, що наведені в таблиці 3.8, підтверджують можливість збільшення певних структурних показників моторні мастила через нанесення на металеві поверхні, поблизу яких ці мастила утворюють тонкі шари органічних покриттів. Також визначимо, що у випадку нанесення органічних покриттів на частину металевої поверхні (а саме на площу, що відповідає 25 % з кожного краю поверхні) спостерігається більш високі значення товщини мастильного шару $d_{\text{мм}}$ та крайового куту змочування $\theta_{\text{м}}$. Пояснення цього явища проілюстровано на рис. 3.10.

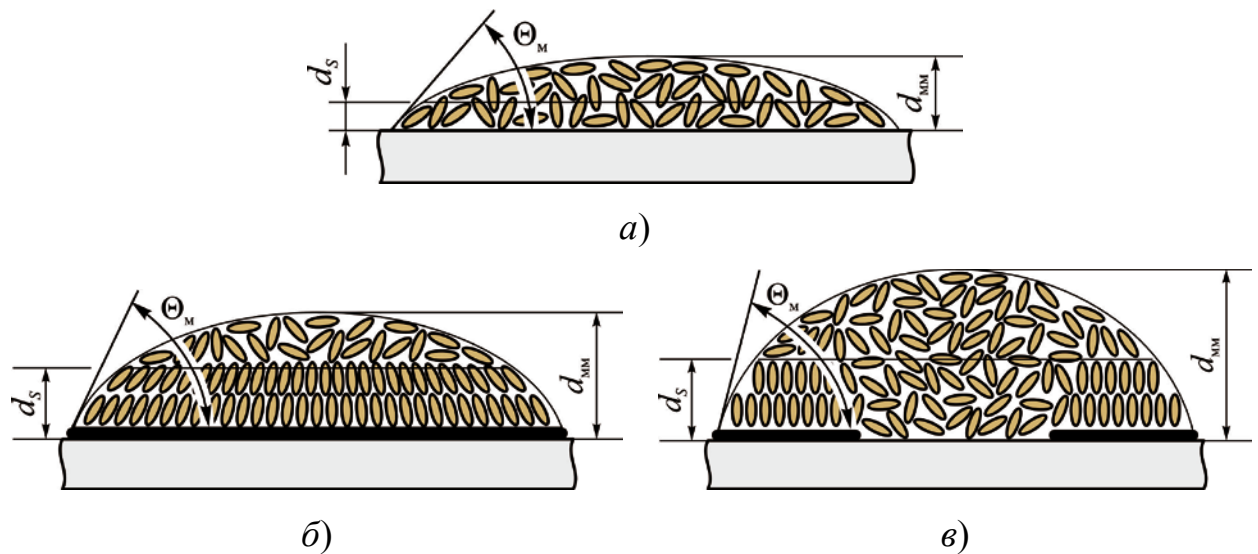
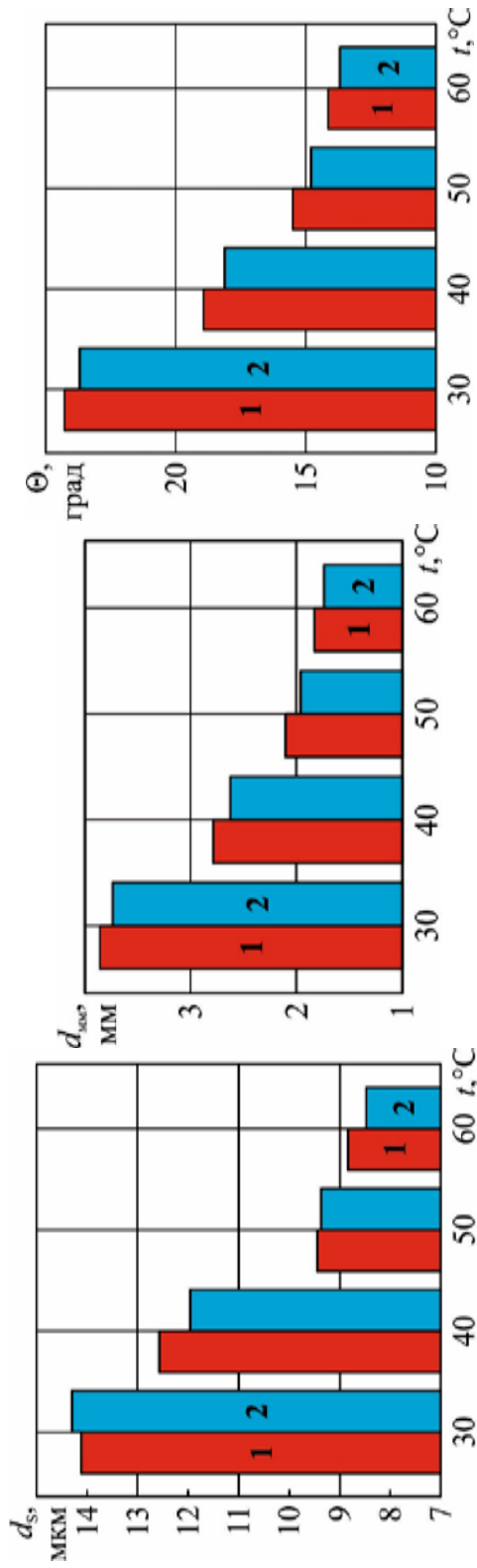


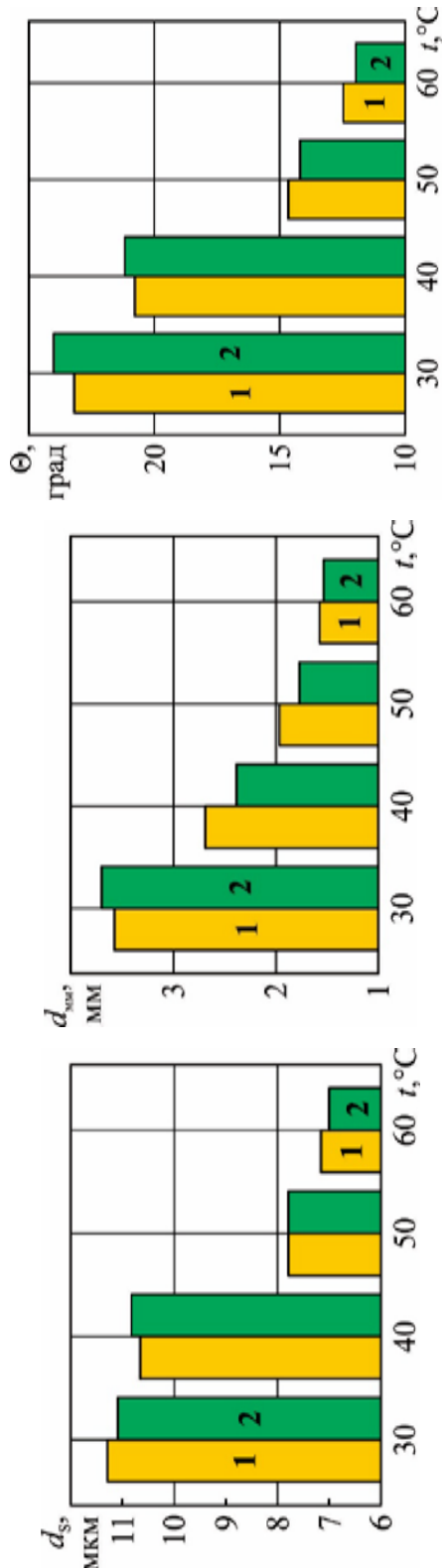
Рис. 3.10. Зміна структурних показників ММ під час нанесення на металеву поверхню органічних покриттів:

а – без нанесення; *б* – нанесення на всю площу поверхні; *в* – часткове нанесення за схемою 25 %, 50 %, 25 % площі поверхні

У випадку, коли нанесення органічного покриття виконується лише на частину площі поверхні (за схемою 25 %, 50 %, 25 % площі поверхні) утворюється додатковий внутрішній енергетичний бар'єр, який сприяє підвищенню товщини мастильного шару $d_{\text{мм}}$ та крайових кутів змочування $\theta_{\text{м}}$. Цей ефект порівняно з нанесенням мікрорельєфу на металеві поверхні, але на відміну від нього не вимагає додаткового високоточного технологічного обладнання.



Моторне мастило № 1



Моторне мастило № 2

Рис. 3.1.1. Порівняння результатів аналітичних моделей (1) та експериментальних досліджень (2)

3.5. Висновки за розділом 3

Як результат досліджень, що наведені в розділі 3 визначимо наступне.

1. Моторні мастила, що забезпечують процес мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту, попереджують безпосередній контакт поверхонь поділяючи їх між собою тонким шаром мастильної плівки. До основних показників цієї плівки, що відображають її структурні характеристики, відносяться крайовий кут змочування θ_m та товщина d_{mm} . Для суднових моторних мастил, що використовуються в системах мащення суднових дизелів значення цих показників знаходиться в межах $\theta_m=17,2...26,5$ град, $d_{mm}=2,6...4,1$ мм. Їх збільшення забезпечує гідравлічну щільність трибологічної системи циліндрова втулка – мастильна плівка – поршневі кільця, або вкладиш підшипника – мастильна плівка – вал.

2. Кількісним критерієм структурних характеристик тонких мастильних плівок, що поділяють контактуючі поверхні суднових дизелів під час процесів гідродинамічного та граничного мащення, є товщина мастильного шару, її збільшення підвищує розклинювальний тиск між поверхнями та попереджує їх безпосередні контакти. Якісним критерієм структурних характеристик тонких мастильних плівок є крайові кути змочування, що утворюють мастильні плівки на металевих поверхнях. Їх збільшення підвищує сили поверхневого натягу мастила та попереджує виникнення витоків мастила з трибологічної системи циліндрова втулка – мастильна плівка – поршневі кільця, або вкладиш підшипника – мастильна плівка – вал та забезпечує наявність мастильного матеріалу між контактуючими поверхнями під час процесу мащення.

3. Визначення крайових кутів змочування та товщини мастильної плівки, які утворюються на контактуючих поверхнях, доцільно виконувати за допомогою оптичних методів еліпсометрії та дихроїзму поглинання. Через сприятливі оптичні характеристики моторних мастил, що використовуються

в системах циркуляційного та циліндрового мащення суднових дизелів, (а саме – коефіцієнти поглинання та переломлення світла), а також значення їх густини, в'язкості та відсутності випаровування (що запобігає виникненню їх витоків з контактних вузлів під час проведення експериментів), використання цих методів можливе майже для будь яких моторних мастил. Дослідження, що це підтверджують, були виконані для моторних мастил Castrol TPL 123, Castrol Vection 15W40, Castrol CL 30, Castrol CL 40, Castrol CL 50, Chevron Taro 40 XL 40, LukLub Marime NAVIGO TPEO 15/30, Shell Gadinia AL 40, Shell Rimula R4X 15W40, Shell Rimula X15, Texaco Special HT 40, Total Lub Marime AURELIA TI 15/30.

4. Керований вплив на структурні характеристики тонких мастил плівок можливий через додавання до їх об'єму поверхнево активних присадок та покриття контактуючих поверхонь спеціальними органічними покриттями. Це сприятиме посиленню міжмолекулярної взаємодії всередині мастильної плівки та збільшенню поверхневих Ван-дер-Ваальсових сил, що діють на мастильну плівку з боку металевої поверхні, що у свою чергу призводить до збільшення структурних характеристик моторного мастила, зокрема збільшує крайові кути змочування та товщину мастильного шару.

При цьому під час додавання до моторних мастил поверхнево-активних речовин з оптимальною концентрацією (такою, за якою забезпечується максимальне збільшення структурних характеристик моторного мастила, а саме товщини мастильного шару d_{mm} , крайового кута змочування θ_m , товщини граничного шару d_s та ступеня орієнтаційної впорядкованості S) досягається збільшення цих показників: d_{mm} – на 24,3...46,2 %; θ_m – на 38,3...47,8 %; d_s – на 20,3...24,6 %; S – на 14,7...24,6 %.

У разі покриття контактуючих поверхонь спеціальними органічними покриттями забезпечується наступне збільшення вказаних показників: d_{mm} – на 14,6...23,5 %; θ_m – на 26,8,3...49,3 %; d_s – на 16,2...24,3 %.

РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ ВПЛИВУ СТРУКТУРНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДНОВИХ МОТОРНИХ МАСТИЛ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ДИЗЕЛІВ СУДЕН МОРСЬКОГО ТА ВНУТРІШНЬОГО ВОДНОГО ТРАНСПОРТУ

Четвертий розділ дисертаційного дослідження присвячено розв'язанню 3-го та 4-го допоміжних завдань, якими є:

- визначення впливу структурних характеристик моторних мастил на роботу циркуляційних систем мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту;
- визначення впливу структурних характеристик моторних мастил на роботу циліндрових систем мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту.

Дослідження, результати яких наведені в цьому розділі, виконувались на морських судах різного призначення.

Основні результати розділу 4 наведені в роботах [5], [90], [91], [112], [114], [151], [152], [178], [212], [213].

4.1. Визначення впливу структурних характеристик суднових моторних мастил на ефективність роботи циркуляційних систем мащення суднових високообертових дизелів

4.1.1. Випробування в системі циркуляційного мащення судового дизеля Volvo Penta TMDA 163A

Чотиритактні дизелі характеризуються загальною системою мащення, в якій моторне мастило забезпечує мащення та охолодження циліндрової групи та підшипників руху. Для чотиритактних дизелів одним з розповсюджених зі

способів оцінки їх безвідмовності є аналіз моторного мастила, яке взяте з картера дизеля. При цьому до основних показників, за якими здійснюється цей аналіз, є загальне лужне число (Total Base Number – TBN) та вміст у моторному мастилі механічних домішок. Зміна цих показників у негативний бік, а саме зниження TBN та підвищення кількості механічних домішок, що потрапляють у моторне мастило, свідчить про погіршення процесу мащення. Наслідком цього стає зменшення гідравлічної щільності в парах тертя вал-вкладиш підшипника та поршневе кільце-втулка циліндра, що у свою чергу призводить до витоку повітряної суміші з циліндру та зниження тиску наприкінці процесу стиснення. Ця величина є однією з тих, що контролюється під час роботи судових дизелів, її зниження негативно впливає на подальше samozapalювання палива та екологічність експлуатації морського судна [174, 175]. При цьому можливі випадки виникнення пропусків спалаху палива у циліндрах, де тиск та температура повітря наприкінці стиснення не забезпечують надійне samozapalювання палива. Одночасно з цим навантаження на інші циліндри стрибкоподібно збільшується, зростає нерівномірність обертання колінчатого вала та динамічна невідновленість дизеля [151, 152]. Перелічені фактори призводять до виникнення критичних, надкритичних та аварійних режимів роботи дизеля, що стає причиною зниження його безвідмовності [176, 177].

Дослідження проводилися на судових допоміжних двигунах Volvo Penta TMDA 163A, з основними характеристиками:

діаметр циліндра – 144 мм;

хід поршня – 165 мм;

частота обертання вала – 1840 об/хв;

кількість циліндрів – 6;

номінальна потужність – 430 кВт;

питома ефективна витрата палива – 207 г/(кВт·год),

які в кількості двох входили до складу допоміжної енергетичної установки спеціалізованого морського судна дедвейтом 10850 тонн. Принципова схема системи циркуляційного мащення дизелів надана на рис. 4.1 [178].

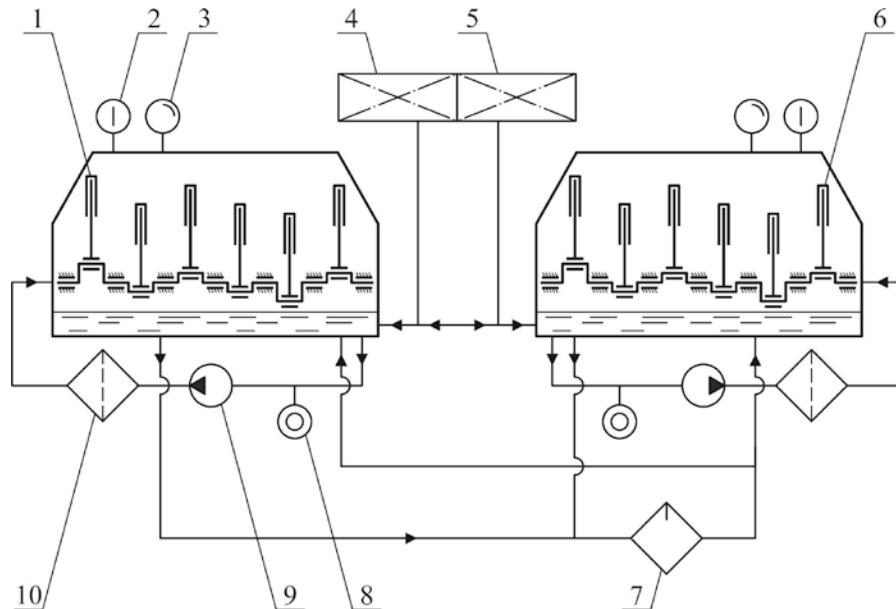


Рис. 4.1. Принципова схема системи циркуляційного мащення суднових дизелів Volvo Penta TMDA 163A:

- 1 – дизель № 1; 2 – термометр; 3 – манометр; 4, 5 – витратні цистерни циркуляційного мастила; 6 – дизель № 2; 7 – мастильний сепаратор;
8 – витратомір; 9 – циркуляційний насос; 10 – мастильний фільтр

Мащення підшипникових вузлів колінчатого вала та циліндрової групи дизелів №1 1 та №2 6 забезпечувалось моторним мастилом Castrol Vection 15W40 або Shell Rimula R4X 15W40, які знаходились у витратних цистернах циркуляційного мастила 4 та 5. Обидва мастила рекомендовані до використання в системі циркуляційного мащення дизелів Volvo Penta TMDA 163A. Кожен з дизелів був обладнаний автономною системою мащення, що дозволяло використовувати в них різні моторні мастила (для одного – Castrol Vection 15W40, для другого – Shell Rimula R4X 15W40). З цистерн 4 та 5 мастило самопливом потрапляло до картера дизелів. Через перемикання клапанів (які на схемі не показані для її спрощення) робота будь-якого з дизелів могла здійснюватися з використанням будь-якого мастила. З картера

дизеля мастило циркуляційним насосом 9 спрямовувалось до колінчатого вала та далі потрапляло до його підшипників. Продуктивність насоса визначалась через кількість мастила, що пройшло через витратомір 8. Мащення циліндрової групи забезпечувалось шляхом випаровування та розбризкування моторного мастила з картера дизеля. Очищення моторного мастила виконувалось через його фільтрацію в мастильному фільтрі 10, а також через його сепарацію в мастильному сепаратора 7. Робота сепаратора 7 забезпечувалась окремо для кожного з дизелів, це попереджувало змішування мастила, яке знаходилося у системах мащення дизелів. Контроль показників роботи дизеля виконувався з використанням термометра 2 та манометра 3. Потужність дизелів визначалась ватметром, встановленим у центральному посту управління.

Основні характеристики моторних мастил Castrol Vection 15W40 та Shell Rimula R4X 15W40, які використовувалися в системі циркуляційного мащення суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A, наведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Основні характеристики моторних мастил, що використовувались під час проведення експерименту на судновому дизелі Volvo Penta TMDA 163A

Параметр	Castrol Vection 15W40	Shell Rimula R4X 15W40
Клас SAE	15	15
Густина при 15 °С, кг/м ³	912	918
Кінематична в'язкість при 40°С, сСт	98	97
Кінематична в'язкість при 100°С, сСт	15,2	14,9
Температура спалаху, °С	217	212
Total Base Number, мгКОН/г	12,2	12,2

У подальшому ці мастила в довільній формі позначені як ММ № 1 та ММ № 2.

Дизелі на початок експерименту мали сумірний період експлуатації, однаковий технічний стан основних контактних вузлів (колінчатого валу, вкладишів підшипників, паливної апаратури) та експлуатувалися на однакових навантаженнях (з неузгодженістю не більше ніж $\pm 2,5\%$). Це дозволяло зробити висновок про їхню ідентичність один одному як на початок експерименту, так і під час його проведення.

Дослідженнями з визначення структурних характеристик були отримані наступні показники моторних мастил: ступінь впорядкованості молекул S , товщина граничного шару d_s , товщина мастильного шару d_{mm} , крайовий кут змочування θ_m . Їх значення наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Структурні характеристики моторних мастил, що використовувалися під час проведення експерименту на судновому дизелі Volvo Penta TMDA 163A

Моторне мастило	Ступінь впорядкованості молекул S	Товщина граничного шару d_s , мкм	Товщина мастильного шару d_{mm} , мм	Крайовий кут змочування θ_m , град
ММ № 1	0,63...0,68	14,8...15,0	3,1...3,2	17,2...17,8
ММ № 2	0,52...0,54	12,9...13,2	2,4...2,6	14,1...14,4

Показниками, за якими здійснювався контроль технічного стану та оцінка безвідмовності дизелів, були обрані:

- загальне лужне число (TBN) моторного мастила, яке (відповідно до даних таблиці 4.1) на початок проведення експерименту було однаковим для обох мастил;

- тиск в циліндрі наприкінці процесу стиснення;
- температура випускних газів.

Вимірювання TBN моторних мастил виконувалось за допомогою суднової лабораторії DIGI Used Oil TBN Analysis Kit. Результати вимірювань наведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

Зміна загального лужного числа моторних мастил під час проведення експерименту на судновому дизелі Volvo Penta TMDA 163A

Час, t , год	ММ № 1		ММ № 2	
	TBN, мгКОН/г	V_{TBN} , (мгКОН/г)/год	TBN, мгКОН/г	V_{TBN} , (мгКОН/г)/год
1	12,20	—	12,30	—
200	12,00	0,10	11,95	0,175
400	11,75	0,125	11,55	0,20
600	11,35	0,20	11,10	0,225
800	10,95	0,20	10,60	0,25
1000	10,55	0,20	10,10	0,25

Як показник, що характеризує динаміку зміни TBN моторного мастила за певний проміжок часу, було запропоновано визначати швидкість зменшення його загального лужного числа

$$V_{\text{TBN}} = \frac{\text{TBN}_{n-1} - \text{TBN}_n}{t_n - t_{n-1}} \cdot 100;$$

де TBN_n , TBN_{n-1} , t_n , t_{n-1} – поточне та попереднє значення відповідних показників, співмножник 100 введено з метою кращої візуалізації значень швидкості зменшення TBN у зв'язку з їх невеликим абсолютним значеннями.

За результатами, що надані в таблиці 4.3, побудовані діаграми, які відображають зміну TBN та V_{TBN} за часом (рис. 4.2).

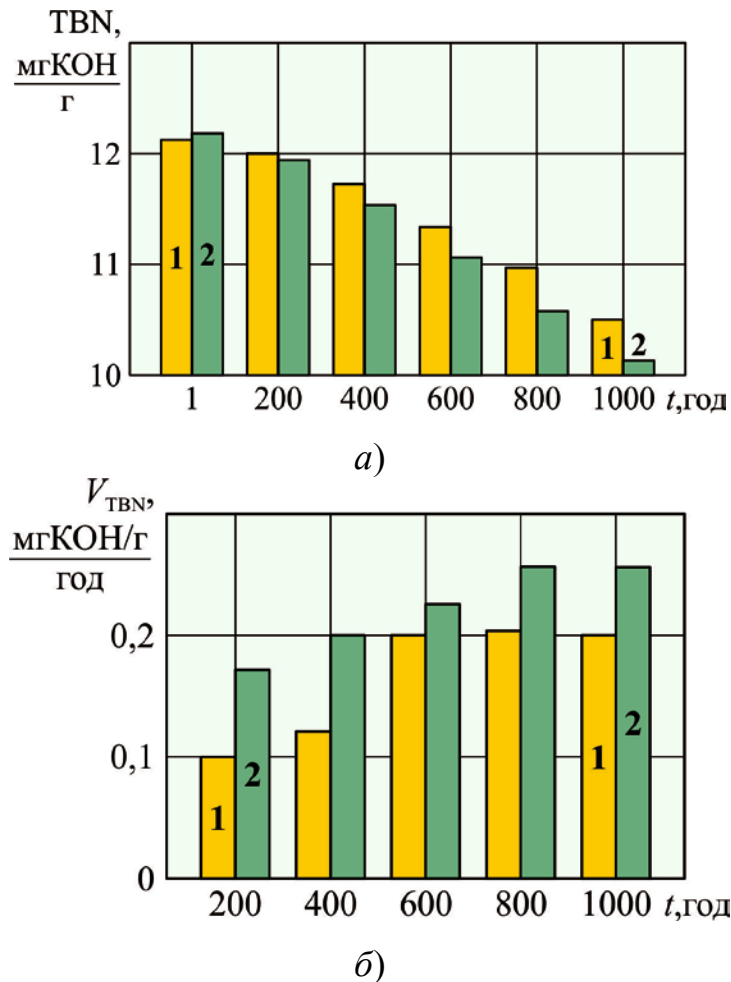


Рис. 4.2. Зміна характеристик моторного мастила під час експлуатації суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A:

1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2; а – TBN; б – V_{TBN}

Для якіснішого визначення зміни стану моторного мастила під час його експлуатації та оцінки його впливу на безвідмовність суднового дизеля, в береговій дослідницькій лабораторії виконувався спектральний аналіз моторного мастила. При цьому визначалась кількість різних хімічних елементів, які потрапляють у мастило в результаті згоряння палива, зношування деталей дизеля, а також у результаті безпосереднього окислення самого мастила. Частину цих елементів (відповідно до їх функціональної дії, а саме – впливу на зносу деталей дизеля) відносять до категорії Wear Elements, частину (що впливає на забруднення мастила) – до категорії Contaminant Elements. Результати спектрографічного аналізу моторних мастил після 1000 годин експлуатації в циркуляційній системі дизеля Volvo Penta TMDA 163A наведено в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4

Результати спектрографічного аналізу моторних мастил після 1000 годин експлуатації в циркуляційній системі мащення дизеля

Volvo Penta TMDA 163A

Wear Elements, мг/кг	MM № 1	MM № 2	Contaminant Elements, мг/кг	MM № 1	MM № 2
Al	0,5	2,0	B	14,0	11,5
Cr	0,5	1,0	Na	9,5	17,0
Cu	1,5	3,5	Si	6,0	7,0
Fe	4,0	9,5	V	22,0	55,5
Sn	0,5	0,5	Mo	2,0	3,5
Pb	1,0	1,5	Ni	3,5	16,5
Сума, Σ_w	8,0	18	Сума, Σ_c	57	111

За результатами, що наведені в таблиці 4.4, побудовані номограми, що надані на рис. 4.3, 4.4.

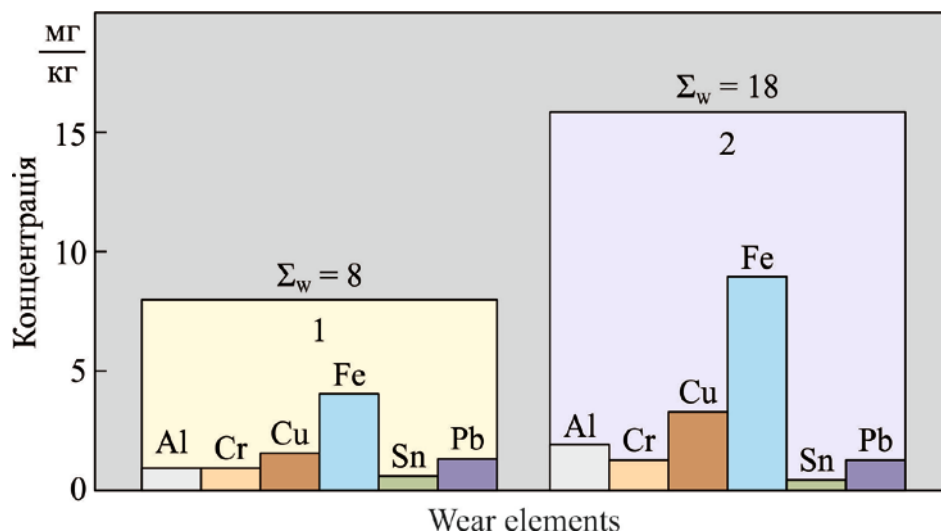


Рис. 4.3. Вміст механічних домішок у моторному мастилі після 1000 годин експлуатації в циркуляційній системі мащення суднового дизеля

Volvo Penta TMDA 163A: д1 – MM № 1; 2 – MM № 2

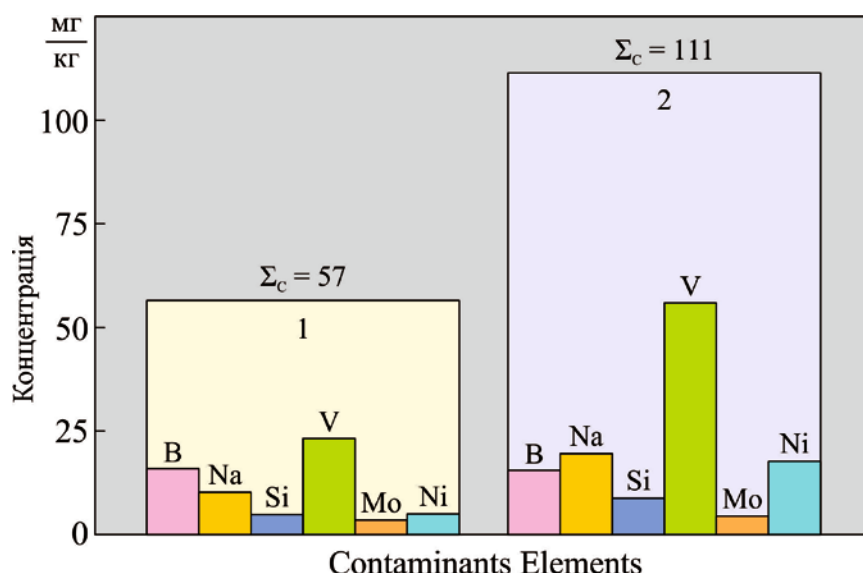


Рис. 4.4. Вміст забруднюючих домішок у моторному мастилі після 1000 годин експлуатації в циркуляційній системі мащення суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A: 1 – MM № 1; 2 – MM № 2

Ще одним з показників, за допомогою якого можливо виконувати оцінку безвідмовності роботи суднових дизелів, є тиск наприкінці стиснення [179]. Його зниження в окремих циліндрах дизеля свідчить про погіршення компресійних властивостей поршневих кілець, потрапляння металевих домішок на поверхню втулки циліндра та збільшення їх зносу. Зниження тиску стиснення у всіх циліндрах свідчить про погіршення процесу мащення та зниження рівня безвідмовності роботи дизеля. Під час експерименту значення тиску стиснення визначалося за допомогою суднової системи діагностики Doctor для кожного з циліндрів дизеля (за умови відключення подачі палива в даний циліндр). За отриманими значеннями розраховувалося середнє значення тиску стиснення у всіх циліндрах дизеля. Контроль тиску стиснення виконувався після 1-ї години роботи дизелів і далі через кожні 100 годин роботи. На тимчасових проміжках, у яких виконувався контроль тиску стиснення (1, 100, 200, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000 годин), дизелі працювали на різних, але однакових між собою навантаженнях (в діапазоні 120...280 кВт). Система діагностики Doctor дозволяє контролювати параметри робочого процесу дизеля з похибкою $\pm 1,0\%$. Отримані значення під час використання різних моторних мастил наведені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5

Зміна тиску наприкінці процесу стиснення суднового дизеля
Volvo Penta TMDA 163A під час використання різних моторних мастил

Час, години	Тиск стиснення, МПа	
	ММ № 1	ММ № 2
1	9,05	9,05
200	8,98	8,94
400	8,96	8,91
600	8,93	8,82
800	8,92	8,71
1000	8,91	8,69

Примітка: відповідно до інструкції з експлуатації номінальне значення тиску наприкінці процесу стиснення складає $p_{сном}=9,0$ МПа.

Для кращої візуалізації результати, що надані в таблиці 4.5, узагальнені як номограма, що показана на рис. 4.5.

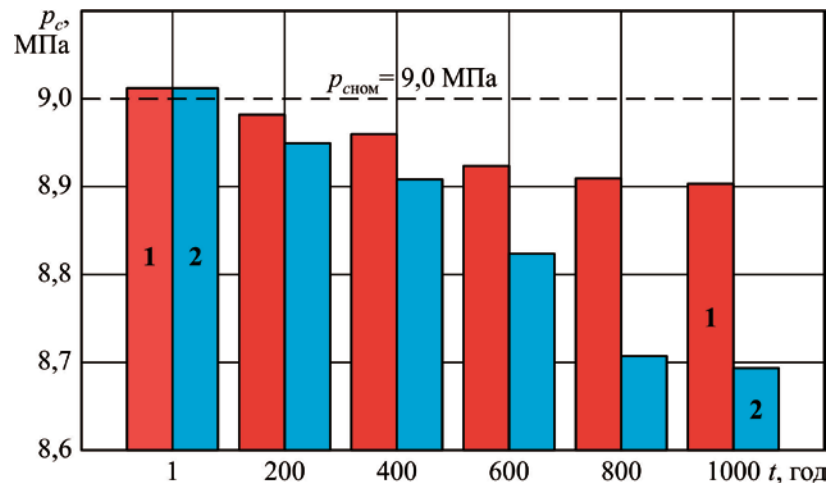


Рис. 4.5. Зміна тиску стиснення p_c суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A під час використання різних моторних мастил:

1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2

Одним із параметрів роботи дизеля, що характеризує якість робочого процесу, є температура газів після циліндра t_r . Збільшення її значення в окремих циліндрах дизеля свідчить про погіршення процесу згоряння палива в циліндрі дизеля (у разі пізнього впорскування) або про підвищену кількість мастила, яке потрапляє на стінки циліндра та згоряє разом з паливом [180, 181]. Контроль температури газів після циліндра дизеля Volvo Penta TMDA 163A проводився за допомогою системи діагностики Doctor, що виконує вимірювання температури та виведення показників на комп'ютер центрального поста управління [182, 183]. Аналогічно вимірювання тиску наприкінці стиснення, вимірювання температури випускних газів проводилися в інтервалі 1...1000 годин роботи дизелів, при цьому дизелі експлуатувалися на різних, але рівних між собою навантаженнях. Протягом усього періоду проведення експерименту підтримувалися однаковими параметри в системах охолодження та змащування дизелів (температура мастила на вході в дизель, температура води на виході з дизеля, тиск мастила та води на вході в дизель). Значення t_r визначалися кожного циліндра дизеля. У таблиці 4.6 наведено середні значення t_r для всіх циліндрів. Додатково відзначимо, що під час експерименту відхилення значення температури випускних газів за окремими циліндрами від середнього значення у всіх циліндрах не перевищувало $\pm 10^\circ\text{C}$.

Таблиця 4.6

Зміна температури випускних газів суднового дизеля
Volvo Penta TMDA 163A під час використання різних моторних мастил

Час, години	Тиску стиснення, МПа	
	ММ № 1	ММ № 2
1	9,05	9,05
200	8,98	8,94
400	8,96	8,91
600	8,93	8,82
800	8,92	8,71
1000	8,91	8,69

Примітка: відповідно до інструкції з експлуатації максимальне значення температури випускних газів $t_{r\text{ max}} = 320^\circ\text{C}$.

Для кращої візуалізації результати, що надані в таблиці 4.6, узагальнені як номограма, що показана на рис. 4.6.

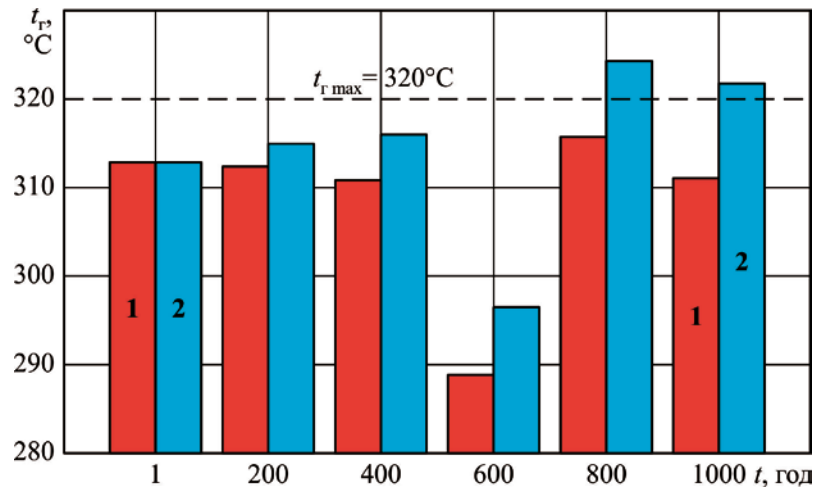


Рис. 4.6. Зміна температури випускних газів t_g суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A під час використання різних моторних мастил:
1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2

4.1.2. Випробування в системі циркуляційного мащення суднового дизеля Caterpillar CatC18

Аналогічний цикл досліджень було виконано на морському спеціалізованому судні дедвейтом 8340 тонн.

Дослідження проводилися для суднових моторних мастил Shell Rimula X15 та Castrol TPL 123, які використовувалися в системі циркуляційного мащення суднового дизеля CatC18. Обидва сорти моторних мастил рекомендуються фірмою Caterpillar для експлуатації дизелів CatC18. Основні характеристики моторних мастил наведено у таблиці 4.7 [152].

Таблиця 4.7

Основні характеристики моторних мастил, що використовувалися під час проведення експерименту на судновому дизелі CatC18

Параметр, розмірність	Shell Rimula X15	Castrol TPL 123
Клас SAE	30	30
Густина при 15 °С, кг/м ³	916	920
Кінематична в'язкість при 40 °С, сСт	119	116
Кінематична в'язкість при 100 °С, сСт	11,5...12,5	11,0...12,0
Температура спалаху, °С	214	210
Температура застигання, °С	-14	-12
Загальне лужне число, мгКОН/г	13,0...15,0	12,5...14,0

Далі, під час надання результатів дослідження, ці моторні мастила довільно визначені як ММ № 1 та ММ № 2.

У результаті оптичних досліджень (відповідно до технології, що наведена в п. 3.3) для кожного сорту моторного мастила були визначені структурні характеристики, значення яких наведені в таблиці 4.8.

Таблиця 4.8

Структурні характеристики моторних мастил, що використовувалися під час проведення експерименту на судновому дизелі CatC18

Моторне мастило	Ступінь впорядкованості молекул S	Товщина граничного шару d_s , мкм	Товщина мастильного шару d_{mm} , мм	Крайовий кут змочування θ , град
ММ № 1	0,52...0,55	14,3...14,6	3,8...3,9	18,8...21,3
ММ № 2	0,43...0,45	12,7...12,9	3,1...3,3	16,8...17,0

Результати, які наведені в таблиці 4.8, свідчать про те, що моторне мастило ММ № 1 характеризується більшою структурованою впорядкованістю молекул порівняно з моторним маслом ММ № 2, а саме ступеня впорядкованості молекул, товщиною граничного шару, товщиною мастильного шару, а також крайовим кутом змочування.

Паралельно з оптичними дослідженнями щодо визначення структурних характеристик моторних мастил проводилися експерименти на суднових дизелях CatC18, експлуатація яких виконувалася з використанням вищевказаних моторних мастил Shell Rimula X15 та Castrol TPL 123. До складу суднової енергетичної установки входило два названі дизелі, кожен з яких був обладнаний автономною системою циркуляційного мащення. Це давало можливість використовувати в кожному дизелі окреме моторне мастило (для одного – Shell Rimula X15, для другого – Castrol TPL 123). Відповідно до запропонованої раніше технології, дизелі перед початком експерименту мали пропорційний період експлуатації, однаковий технічний стан основних контактних вузлів (колінчатого валу, вкладишів підшипників, паливної апаратури), експлуатувалися на однакових навантаженнях (з неузгодженістю не більше $\pm 2,5\%$) та однаковому сорті палива. У системах охолодження та змащування дизелів підтримувалися однакові температурні режими. Це дозволяло зробити висновок про їхній ідентичний технічний стан як на початок проведення експерименту, так і під час його виконання.

Конструкційною особливістю дизелів CatC18 (як і багатьох дизелів фірми Caterpillar) є відсутність індикаторних клапанів та будь якої іншої арматури, яка б дозволяла виконувати контроль перебігу робочого циклу з точки зору вимірювання зміни тиску в циліндрі [184, 185]. Тому в цьому випадку як показники, на які впливають структурні характеристики моторного мастила, були обрані швидкість зміни загального лужного числа V_{TBN} , а також значення показників, що характеризують знос контактних поверхонь (Wear Component) та вміст забруднюючих домішок у моторному мастилі (Contaminants Component) [186, 187].

Визначення швидкості зміни загального лужного числа $V_{\text{ТВН}}$ виконувалось через кожні 100 год роботи дизеля CatC18. Результати розрахунку $V_{\text{ТВН}}$ надані в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9

Зміна загального лужного числа моторних мастил під час випробувань, що виконувалися на судновому дизелі CatC18

Час, t , год	ММ № 1		ММ № 2	
	ТВН, мгКОН/г	$V_{\text{ТВН}}$, (мгКОН/г)/год	ТВН, мгКОН/г	$V_{\text{ТВН}}$, (мгКОН/г)/год
1	13,7	—	13,8	—
200	12,85	0,425	12,55	0,625
400	12,25	0,3	11,65	0,45
600	11,7	0,275	10,95	0,35
800	11,4	0,15	10,55	0,2
1000	11,15	0,125	10,2	0,175

За результатами, що наведені в таблиці 4.9, побудовані діаграми, які відображають зміну загального лужного числа та швидкість його зменшення (рис. 4.7).

Визначення домішок, що характеризують потрапляння до моторного мастила частинок зносу (Wear Elements) та забруднення моторного мастила (Contaminant Elements), виконувалось в береговій дослідницькій лабораторії. Його результати наведені в таблиці 4.10 та проілюстровані номограмами, що подані на рис. 4.8, 4.9.

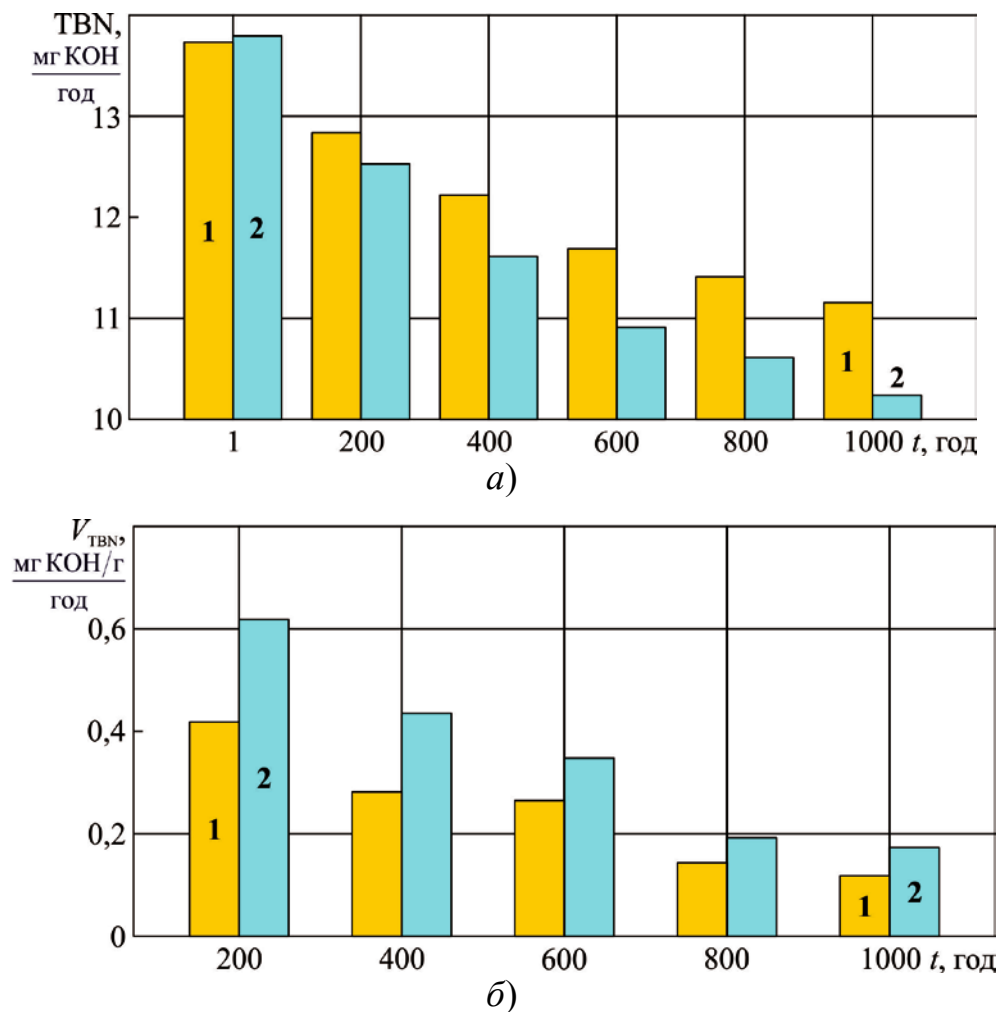


Рис. 4.7. Зміна характеристик моторного мастила під час експлуатації суднового дизеля CatC18: 1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2; а – TBN; б – V_{TBN}

Таблиця 4.10

Результати спектрографічного аналізу моторних мастил після 1000 годин експлуатації в циркуляційній системі мащення дизеля CatC18

Wear Elements, мг/кг	ММ № 1	ММ № 2	Contaminant Elements, мг/кг	ММ № 1	ММ № 2
Al	1,0	2,5	B	18,5	24,5
Cr	1,0	1,0	Na	12,5	18,5
Cu	2,0	5,0	Si	9,5	14,5
Fe	6,5	12,5	V	29,0	63,0
Sn	0,5	0,5	Mo	2,5	4,0
Pb	1,5	2,0	Ni	6,5	12,0
Сума, Σ_w	12,5	23,5	Сума, Σ_c	78,5	136,5

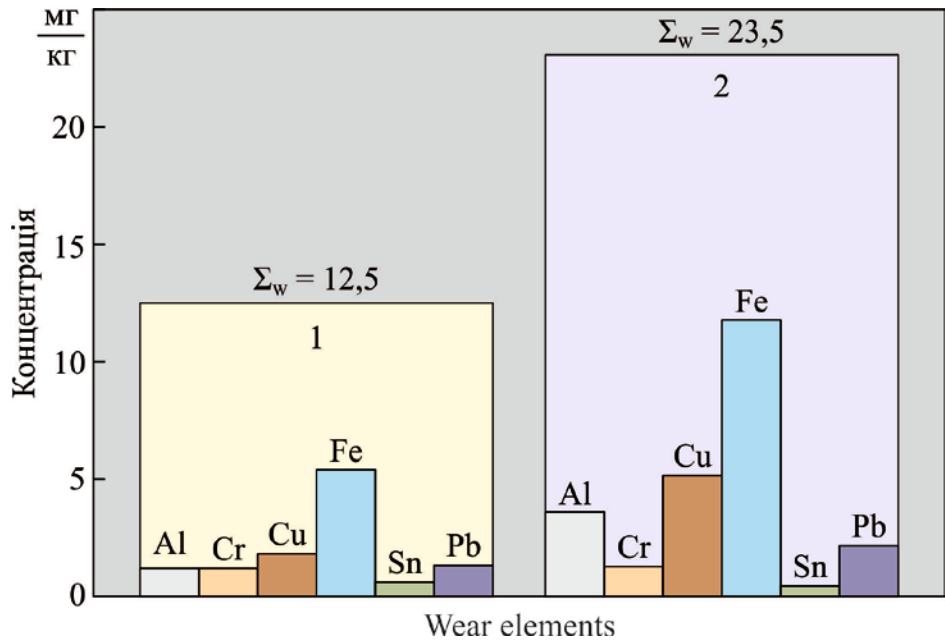


Рис. 4.8. Вміст механічних домішок у моторному мастилі після 1000 годин експлуатації в циркуляційній системі мащення суднового дизеля CatC18:

1 – MM № 1; 2 – MM № 2

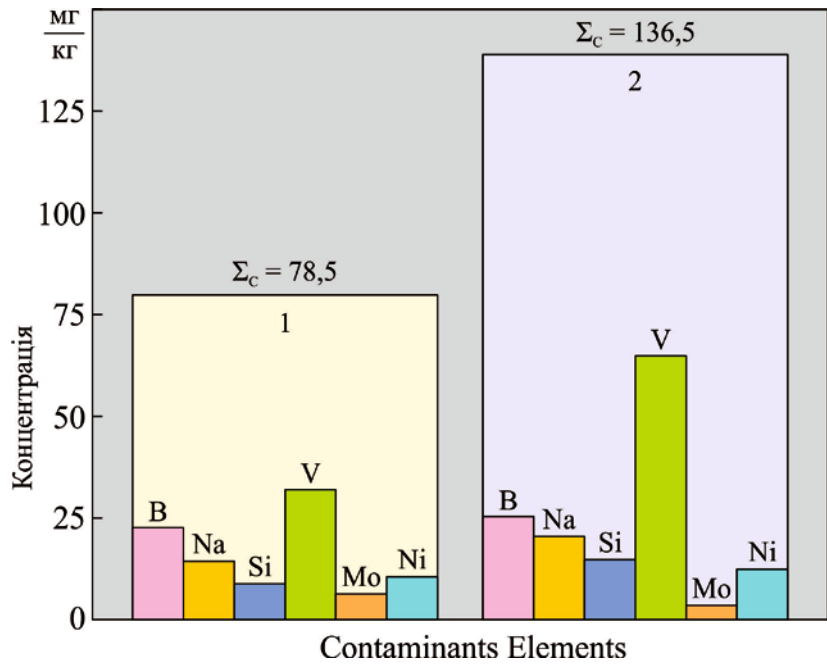


Рис. 4.9. Вміст забруднюючих домішок у моторному мастилі після 1000 годин експлуатації в циркуляційній системі мащення суднового дизеля CatC18:

1 – MM № 1; 2 – MM № 2

4.2. Випробування в системах циркуляційного мащення середньообертових дизелів

4.2.1. Випробування в системі циркуляційного мащення суднового дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group

Завданням дослідження було визначення впливу структурних характеристик мастильного шару (крайового кута змочування та товщини) на експлуатаційні параметри суднового дизеля та експлуатаційні характеристики мастила, що використовується в його циркуляційній системі мащення. При цьому як експлуатаційні параметри дизеля розглядалися тиск наприкінці стиснення p_c , концентрація оксидів азоту у випускних газах NO_x та температура випускних газів після циліндра t_r ; як експлуатаційні характеристики мастила – його Total Base Number (TBN), а також його елементні домішки, що свідчать про знос – Wear Elements та забруднення – Contaminant Elements.

Дослідження виконували на морському судні класу Bulker Carrier дедвейтом 34630 тонн, допоміжна енергетична установка якого складалася з трьох однотипних суднових середньообертових дизелів 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group з наступними характеристиками:

- діаметр циліндра – 225 мм;
- хід поршня – 320 мм;
- кількість циліндрів – 5;
- частота обертання вала – 900 об/хв;
- номінальна потужність – 800 кВт;
- питома ефективна витрата палива – 194 г/(кВт·год) [5].

У циркуляційній системі мащення дизелів використовувались моторні мастила Shell Gadinia AL 40 та Chevron Taro 40 XL 40. Обидва мастила рекомендовані фірмами-виробниками (Shell та Chevron відповідно) для використання в СОД СЕУ та схвалені фірмою MAN-B&W Diesel Group, а

також відділом технічного менеджменту судноплавної компанії, якій належало судно. Основні показники моторних мастил, що гарантуються фірмами-виробниками, а також значення їх структурних характеристик, що визначені під час лабораторних досліджень відповідно до технології, яка наведена в п. 3.3, надані в таблиці 4.11.

Таблиця 4.11

Основні характеристики моторних мастил
Shell Gadinia AL 40 та Chevron Taro 40 XL 40

Параметр	ММ №1	ММ №2
Клас SAE	40	40
В'язкість при 100°C, сСт	14,3	15,2
Загальне лужне число TBN	14,7	14,8
Густина при 15°C, кг/м ³	883	875
Температура спалаху, °C	222	226
Крайовий кут змочування, θ , град	19,6	17,4
Товщина мастильного шару, d , мм	3,7	2,6

Примітка: у таблиці 4.11 та під час викладення результатів досліджень мастила Shell Gadinia AL 40 та Chevron Taro 40 XL 40 довільно позначені як ММ №1 та ММ №2.

Дослідження виконувалися під час океанських переходів судна, тривалість яких становила 12...18 днів. При цьому (у зв'язку з відсутністю маневрових та швартових режимів, а також вантажних операцій) експлуатація дизелів відбувалася без стрибкоподібної зміни навантаження [152, 188]]. Принципову схему суднової допоміжної енергетичної установки показано на рис. 4.10 [5].

Експерименти виконували на двох дизелях, у циркуляційній системі мащення одного з яких (АЕ 1 на рис. 4.10) використовувалось моторне мастило ММ №1, у циркуляційній системі мащення іншого (АЕ 2 на рис. 4.10) – моторне мастило ММ №2. Під час експерименту перший (АЕ 1 на

рис. 4.10) та другий (АЕ 2 на рис. 4.10) дизелі працювали на однаковому навантаженні протягом рівного проміжку часу. Загальне навантаження на суднову електростанцію дозволяло експлуатувати або один або два дизелі. У зв'язку з цим третій дизель (АЕ 3 на рис. 4.10) або перебував у стані stand-by, або експлуатувався на необхідному навантаженні (у разі, коли для забезпечення потужності споживачів було достатньо одного дизеля), при цьому дизелі АЕ 1 та АЕ 2 не експлуатувалися).

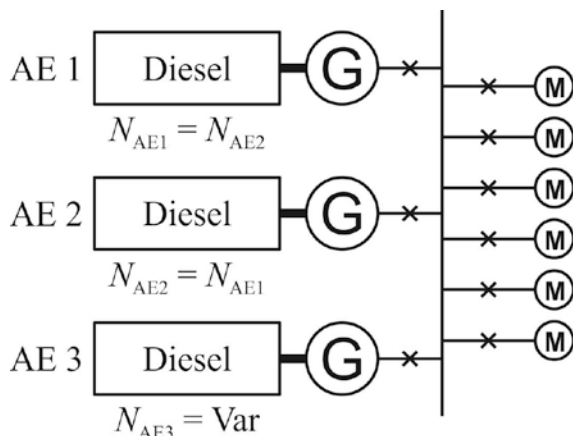


Рис. 4.10. Допоміжна енергетична установка судна класу

Bulker Carrier дедвейтом 34630 тонн

(АЕ – допоміжний дизель, G – електрогенератор, М – споживач енергії)

Стан паливної апаратури (паливних насосів високого тиску та форсунок), а також її регульовальні параметри (тиск нагнітання, кут початку подачі палива) всіх дизелів були ідентичні [189, 190]. У системах мащення та охолодження дизелів підтримувалися однакові значення температури та тиску [191, 192]. Перед початком експериментів у циркуляційних системах дизелів було повністю замінено мастило. Компенсація витрати мастила на вигар для кожного з дизелів виконувалася в обсязі 100 літрів через 100 годин експлуатації.

Під час проведення експерименту фіксувалися значення таких показників роботи дизеля:

тиск стиснення – p_c ;

температура газів після циліндра – t_r ;

концентрація оксидів азоту у випускних газах NO_x ;

загальне лужне число TBN мастила.

Крім того, у береговій лабораторії виконувався спектральний аналіз мастила з метою визначення у ньому кількості домішок (Wear and Contaminant Elements) [193, 194].

Циліндропоршнева група, кривошипно-шатунний механізм та колінчатий вал суднових дизелів відноситься до об'єктів постійного контролю технічного стану [195, 196]. Однак, в умовах експлуатації проведення частих візуальних інспекцій цих елементів не завжди є можливим. Насамперед це пов'язано з періодом безупинної роботи суднових дизелів, а також з великими витратами часу на їх виконання. Тому для діагностування технічного стану циліндропоршневої групи та підшипників колінчатого валу застосовуються непрямі методи. Найпоширенішим і найдоступнішим в умовах експлуатації морського судна є метод визначення залишкового лужного числа моторного мастила (Total Base Number – TBN), найінформативнішим (який проводиться у берегових лабораторіях) – спектрографічний аналіз кількості домішок у мастилі [197, 198].

Показник TBN (нині найчастіше використовується Base Number – BN) характеризує лужне число і кількість антикорозійних присадок, розчинених у мастилі. Величина BN знаходиться в діапазоні 5...100, ці числа виражають кількість міліграм гідроксиду калію KOH, розчиненого в грамі мастила – мгKOH/г мастила. Чим вище значення BN, тим вищі антикорозійні властивості має мастило. Мастило з високим показником BN (від 40 і вище) використовується у двотактних двигунах як циліндрове мастило. Таке мастило повинне нейтралізувати дію сірчаної H_2SO_4 і сірчистої кислоти H_2SO_3 , що утворюються в циліндрі при згорянні палива. У циркуляційних системах (як двох, так і чотиритактних дизелів) використовується мастило з вмістом BN 5...25, оскільки у подібних системах основна функція мастила полягає у забезпеченні мащення підшипників колінчатого валу.

Під час експлуатації відбувається поступове окислення мастила, це пов'язано з високими температурами деталей циліндропоршневої групи, а також з потраплянням в мастило продуктів зносу (насамперед різних металів) і палива, що не згоріло [199, 200]. При цьому відбувається зниження величини BN мастила, а також погіршується технічний стан деталей дизеля (підвищується зношування циліндрових втулок, поршневих кілець, вкладишів підшипників).

Контроль технічного стану дизеля та функціональних характеристик моторного мастила забезпечується за допомогою суднових лабораторій Cylinder Scrape-Down Oil Analysis, Unimarine Cylinder Scrape-Down Oil Analysis, Shell Analex Alert, KITTIWAKE Unitor, DIGI Used Oil TBN Analysis Kit та деяких інших, що дозволяють визначити значення BN у мастилі.

Під час проведення експерименту контроль та діагностування технічного стану мастила виконувались шляхом триразового визначення BN з інтервалом відбору проб 1 год. Усереднені значення отриманих результатів експерименту наведено у таблиці 4.12.

Таблиця 4.12

Зміна BN та Δ BN моторних мастил Shell Gadinia AL 40 та Chevron Taro 40 XL 40 за різних умов експерименту

Час, години	Дизель АЕ 1		Дизель АЕ 2	
	BN	Δ BN, %	BN	Δ BN, %
100	14,6	-1,36	14,5	-1,35
200	14,4	-2,72	14,3	-2,70
300	14,1	-4,76	14,0	-4,73
400	13,9	-5,44	13,9	-6,08
500	13,7	-6,80	13,5	-8,78
600	13,5	-8,16	13,3	-10,14
700	13,0	-11,56	12,3	-16,89
800	12,9	-12,24	12,0	-18,92
900	12,5	-14,97	11,5	-22,30
1000	12,0	-18,37	11,2	-24,32

Для всіх інтервалів вимірювань (від 100 годин до 1000 годин) значення BN для дизеля АЕ 2 перевищувало аналогічне значення для дизеля АЕ 1. Порівняльна оцінка зміни BN дизелів АЕ 1 і АЕ 2 виконувалась за її відносною зміною, що визначалась за виразом:

$$\Delta BN = \frac{BN_{\text{time}} - BN_{\text{nom}}}{BN_{\text{nom}}} \cdot 100\%,$$

де BN_{time} , BN_{nom} – значення BN у певний проміжок часу та номінальне значення.

Значення ΔBN наведено у таблиці 4.12, за ними побудовані номограми, що відображають зміну BN та ΔBN моторних мастил Shell Gadinia AL 40 та Chevron Taro 40 XL 40 за різних умов експерименту – рис. 4.11, 4.12 [5].

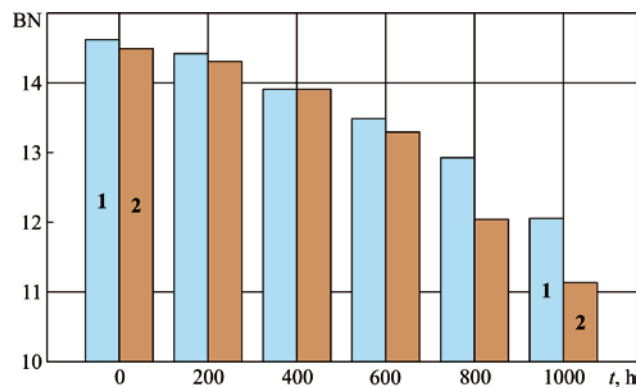


Рис. 4.11. Зміна BN моторних мастил Shell Gadinia AL 40 та Chevron Taro 40 XL 40 під час різних умов експерименту:

1 – дизель АЕ 1; 2 – дизель АЕ 2

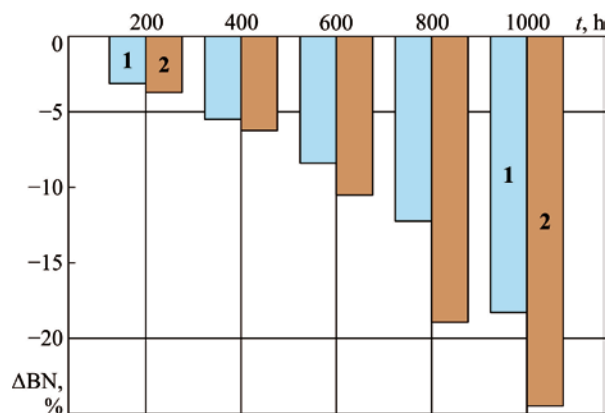


Рис. 4.12. Відносна зміна ΔBN моторних мастил Shell Gadinia AL 40 та Chevron Taro 40 XL 40 під час різних умов експерименту:

1 – дизель АЕ 1; 2 – дизель АЕ 2

Таблиця 4.13

Результати спектрографічного аналізу моторних мастил Shell Gadinia AL 40 та Chevron Taro 40 XL 40 після 1000 годин експлуатації в циркуляційній системі дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group

Wear Elements, мг/кг	Diesel AE 1	Diesel AE 2	Contaminant Elements, мг/кг	Diesel AE 1	Diesel AE 2
Al (Aluminum)	3	5	B (Boron)	17	16
Cr (Chromium)	1	2	Na (Sodium)	10	20
Cu (Copper)	1	7	Si (Silicon)	5	9
Fe (Iron)	7	19	V (Vanadium)	24	56
Sn (Tin)	1	3	Mo (Molybdenum)	3	4
Pb (Lead)	1	1	Ni (Nickel)	4	18
Sum	14	37	Sum	63	123

За результатами таблиці 4.13 побудовано номограми, наведені на рис. 4.13.

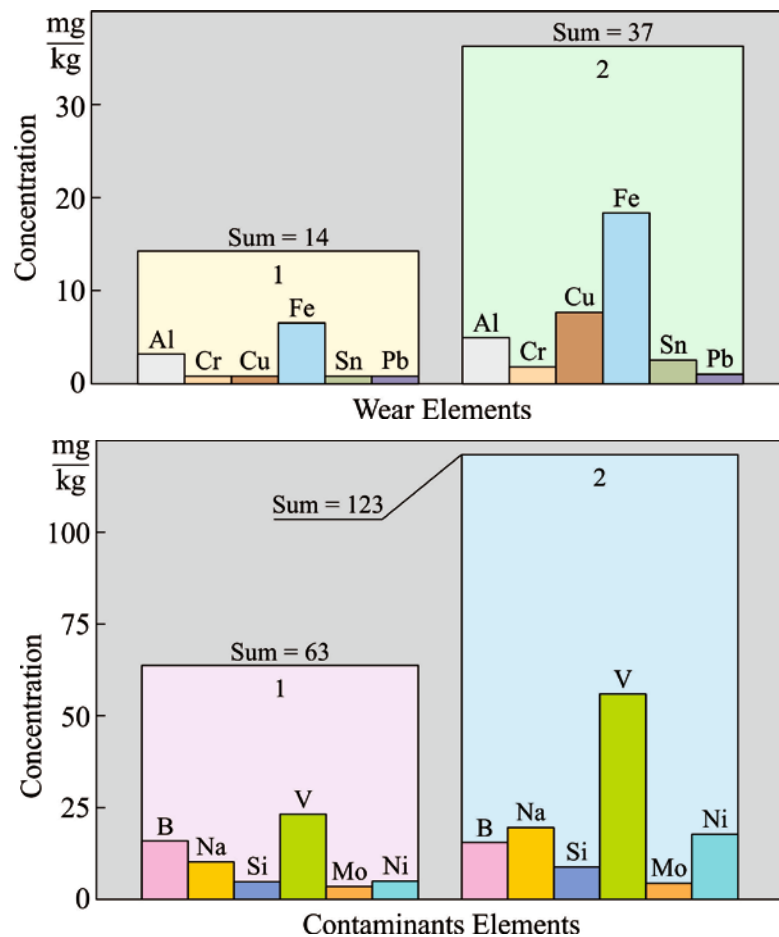


Рис. 4.13. Результати спектрального аналізу моторних мастил Shell Gadinia AL 40 та Chevron Taro 40 XL 40 під час різних умов експерименту:

1 – дизель AE 1; 2 – дизель AE 2

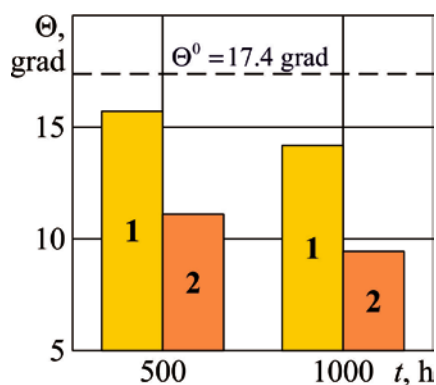
Визначення динаміки зміни структурних характеристик моторного мастила (крайового кута змочування та товщини мастильного шару) виконувалось у науковій лабораторії за допомогою еліпсометричної установки (п. 3.3, рис. 3.7). При цьому (аналогічно попереднім дослідженням) на металеву поверхню, відполіровану за високим класом точності, наносилася проба мастила (об'ємом 2 мл). Відбір проб мастила проводився у трьох різних точках картера дизеля при його зупинці в інтервалі часових проміжків, еквівалентних 500 годин і 1000 годин роботи. Усереднені значення структурних характеристик моторного мастила (крайового кута змочування θ_m та товщини мастильного шару d_{mm}) наведено у таблиці 4.14 та надані у вигляді діаграм – рис. 4.14.

Таблиця 4.14

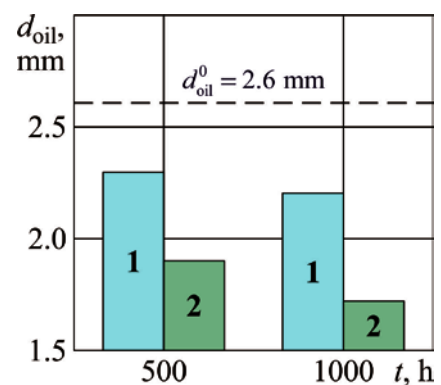
Динаміка зміни структурних характеристик моторних мастил

Shell Gadinia AL 40 та Chevron Taro 40 XL 40

Час, год	Дизель АЕ 1		Дизель АЕ 2	
	θ_m , град	d_{mm} , мм	θ_m , град	d_{mm} , мм
0	17,4	2,6	17,4	2,6
500	15,6	2,34	11,2	1,83
1000	14,4	2,26	8,8	1,66



а)



б)

Рис. 4.14. Динаміка зміни структурних характеристик моторних мастил

Shell Gadinia AL 40 та Chevron Taro 40 XL 40:

a – крайовий кут змочування, θ_{mm} ; b – товщина мастильного шару, d_{mm} ;
 (θ^0 , d_{oil}^0 – крайовий кут змочування та товщина мастильного шар на початок експерименту)

Одним із показників, який характеризує працездатність дизеля, є тиск наприкінці стиснення. Його зниження в окремих циліндрах дизеля свідчить про погіршення компресійних властивостей поршневих кілець та потрапляння металевих домішок на поверхню втулки циліндра. Зниження тиску стиснення у всіх циліндрах свідчить про погіршення процесу мащення. Під час експерименту значення тиску стиснення визначалося за допомогою суднової системи діагностики Doctor для кожного з циліндрів дизеля (за умовою вимкнення подачі палива в даний циліндр). За отриманими значеннями розраховувалося середнє значення тиску стиснення у всіх циліндрах. Контроль тиску стиснення виконувався після 1-ї години роботи дизелів і далі через кожні 100 годин роботи. На тимчасових проміжках, в яких виконувався контроль тиску стиснення (1, 100, 200, 300, 400, 500 годин), дизелі працювали на різних, але однакових між собою навантаженнях (у діапазоні 450...600 кВт). Система діагностики Doctor дозволяє контролювати параметри робочого процесу дизеля з похибкою $\pm 1,0$ %.

Отримані значення тиску стиснення для дизеля АЕ 1 та дизеля АЕ 2 наведені в таблиці 4.15.

Згідно з правилами експлуатації неузгодженість тиску стиснення у циліндрах дизеля від середнього значення не повинна перевищувати $\pm 2,5$ %. Значення, наведені в таблиці 4.15, свідчать, що ця умова виконувалася протягом усього експерименту. Для візуалізації отриманих результатів за значеннями таблиці 4.15 побудовано діаграми, показані на рис. 4.15.

Під час експлуатації відбувається поступове зниження тиску стиснення [201, 202]. Це пов'язано зі зменшенням компресійної дії поршневих кілець та поступовим зносом циліндрових втулок. Діапазон цього зниження для дизеля АЕ 1 за проміжок часу 1...500 год становив від 8,46 МПа до 8,36 МПа; для дизеля АЕ 2 від 8,47 МПа до 8,21 МПа.

Таблиця 4.15

Зміна тиску стиснення, МПа, дизеля
5L23/30 MAN-B&W Diesel Group за різних умов експерименту

Час, години	Номер циліндра					Середнє значення, p_c^{midl}
	1	2	3	4	5	
дизель АЕ 1						
1	8,45	8,47	8,41	8,48	8,50	8,46
100	8,43	8,42	8,35	8,42	8,46	8,42
200	8,41	8,42	8,33	8,38	8,41	8,39
300	8,41	8,40	8,32	8,36	8,37	8,37
400	8,40	8,40	8,31	8,36	8,37	8,37
500	8,40	8,38	8,30	8,35	8,37	8,36
дизель АЕ 2						
1	8,43	8,45	8,42	8,51	8,53	8,47
100	8,39	8,43	8,33	8,37	8,37	8,38
200	8,37	8,35	8,31	8,33	8,28	8,33
300	8,28	8,31	8,25	8,32	8,18	8,27
400	8,26	8,28	8,22	8,18	8,17	8,22
500	8,25	8,25	8,21	8,18	8,15	8,21

Примітка: відповідно до інструкції з експлуатації, номінальний тиск стиснення становить $p_c^{\text{nom}}=8,45$ МПа

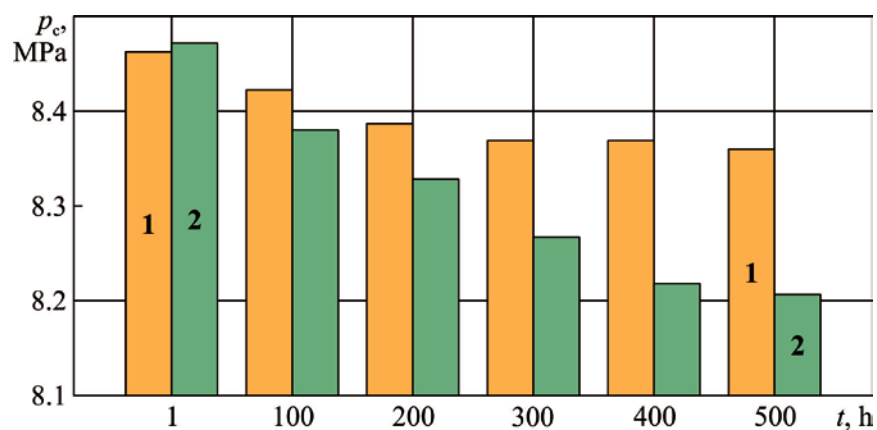


Рис. 4.15. Зміна тиску стиснення, p_c , МПа, дизеля

5L23/30 MAN-B&W Diesel Group для різних умов проведення експерименту:

1 – дизель АЕ 1; 2 – дизель АЕ 2

Інтенсивність падіння тиску стиснення в часі може бути визначена як відносне зниження тиску стиснення за виразом:

$$\Delta p_c = \frac{p_c^{\text{midl}} - p_c^{\text{nom}}}{p_c^{\text{nom}}} \cdot 100\%,$$

де p_c^{midl} , p_c^{nom} – середнє значення тиску стиснення у циліндрах дизеля в певний проміжок часу та номінальне значення тиску стиснення, МПа.

Враховуючи значення p_c^{midl} , що наведені в таблиці 4.15, а також величину p_c^{nom} , визначимо значення Δp_c , які узагальнимо в таблиці 4.16.

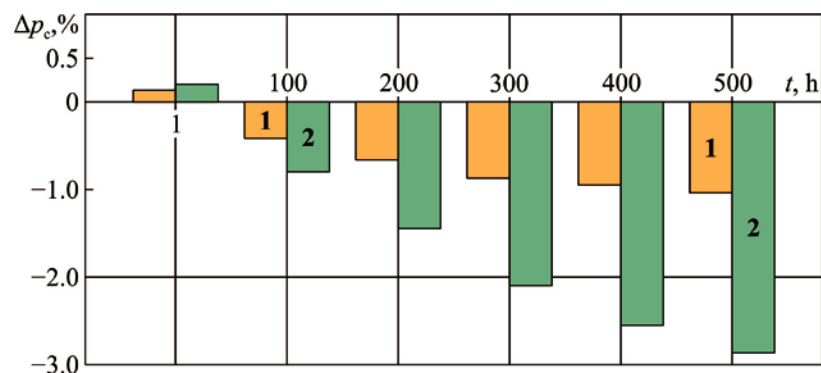
Таблиця 4.16

Відносна зміна тиску стиснення, %, дизеля

5L23/30 MAN-B&W Diesel Group за різних умов проведення експерименту

Час, години	Дизель АЕ 1	Дизель АЕ 2
1	0,14	0,21
100	-0,40	-0,85
200	-0,71	-1,44
300	-0,92	-2,15
400	-0,97	-2,70
500	-1,06	-2,86

Значення, що наведені у таблиці 4.16, відображені на діаграмі, показаній на рис. 4.16.

Рис. 4.16. Відносна зміна тиску стиснення, Δp_c , %, дизеля

5L23/30 MAN-B&W Diesel Group за різних умов проведення експерименту:

1 – дизель АЕ 1; 2 – дизель АЕ 2

Одним із параметрів роботи дизеля, що характеризує якість робочого процесу, є температура газів після циліндра t_r . Збільшення її значення щодо окремих циліндрів дизеля свідчить про погіршення процесу згоряння палива в циліндрі дизеля (у разі пізнього впорскування) або про підвищену кількість мастила, яке потрапляє на стінки циліндра і згоряє разом з паливом [203, 204].

Контроль температури газів після циліндра дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group проводився за допомогою вбудованої системи діагностики, що виконує вимірювання температури та виведення показників на комп'ютер центрального поста управління. Вимірювання проводилися для дизелів АЕ 1 і АЕ 2 в інтервалі 100...1000 годин, при цьому дизелі експлуатувалися на різних, але рівних навантаженнях між собою. Діапазон їхньої зміни знаходився в межах 450...600 кВт. Протягом усього періоду проведення експерименту підтримувалися однаковими параметри в системах охолодження та мащення дизелів (температура мастила на вході в дизель, температура води на виході з дизеля, тиск мастила та води на вході в дизель). Значення t_r визначалися для кожного циліндра дизеля. У таблиці 4.17 наведено середні значення t_r для всіх циліндрів. Додатково зазначимо, що під час експерименту відхилення значення температури випускних газів за окремими циліндрами від середнього значення не перевищувало $\pm 10^\circ\text{C}$.

Для всіх інтервалів вимірювань (від 100 до 1000 годин) середня температура газів після циліндра для дизеля АЕ 2 перевищувала аналогічне значення для дизеля АЕ 1. Порівняльну оцінку зміни t_r дизелів АЕ 1 і АЕ 2 можна виконати щодо відносної зміни температури, яка визначається за виразом:

$$\Delta t_r = \frac{t_r^{\text{AE2}} - t_r^{\text{AE1}}}{t_r^{\text{AE2}}} \cdot 100\%,$$

де t_r^{AE2} , t_r^{AE1} – температура випускних газів дизелів АЕ 2 і АЕ 1 за однаковий проміжок часу, $^\circ\text{C}$. Значення t_r наведено в таблиці 4.17.

Таблиця 4.17

Зміна температури газів після циліндра дизеля
5L23/30 MAN-B&W Diesel Group за різних умов експерименту

Час, години	Температура газів, °C		Відносна зміна температури, %
	Дизель АЕ 1	Дизель АЕ 2	
100	285	287	0,70
200	275	281	2,18
300	272	278	2,21
400	283	291	2,83
500	278	286	2,88
600	279	288	3,23
700	292	309	5,82
800	288	304	5,56
900	277	292	5,42
1000	274	288	5,11

За значеннями, що наведені в таблиці 4.17, побудовані номограми, які відображають зміну температури газів після циліндра дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group за різних умов експерименту (рис. 4.17).

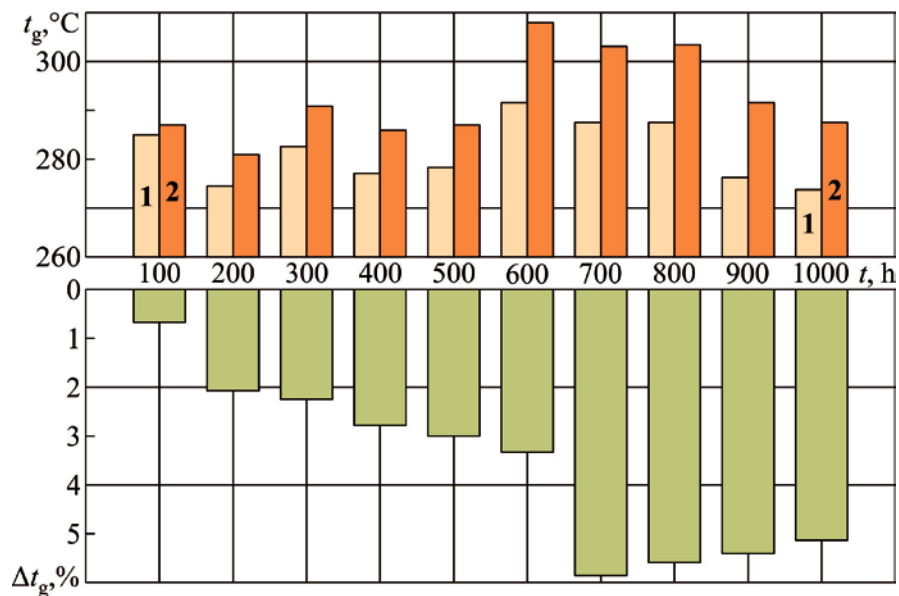


Рис. 4.17. Зміна температури газів після циліндра дизеля
5L23/30 MAN-B&W Diesel Group за різних умов проведення експерименту:

1 – дизель АЕ 1; 2 – дизель АЕ 2

Експлуатація суднових дизелів неможлива без підтримки екологічних параметрів. Одним із головних екологічних параметрів, величина якого регламентується вимогами ІМО, є концентрація оксидів азоту випускних газах – NO_x [205, 206]. ІМО пред'являє ярусний підхід до емісії NO_x залежно від року будівництва судна: Tier I – для суден, збудованих до 2000 р.; Tier II – для суден, збудованих до 2011 р.; Tier III – для суден, побудованих після 2016 р. Відповідно до цих вимог, Bulker Carrier, на якому виконувались дослідження, відноситься до ярусу Tier II. Концентрація оксидів азоту у випускних газах NO_x суднових дизелів (як головних, так і допоміжних) у цьому випадку не повинна перевищувати значення

$$\text{NO}_x^{\max} \leq 44n^{-0,23},$$

де n – частота обертання вала дизеля, об/хв.

Враховуючи характеристики дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group

$$\text{NO}_x^{\max} \leq 44 \cdot 900^{-0,23} = 9,20 \text{ г/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

Концентрацію оксидів азоту NO_x у випускних газах контролювали за допомогою газоаналізатора Testo350XL (Німеччина). Газоаналізатор дозволяє проводити вимірювання в діапазоні температур до 1200°C . Газоаналізатори Testo350XL відповідають вимогам системи постійного моніторингу викидів (CEMS) Агентства з охорони навколишнього середовища (ЕРА). Аналіз випускних газів проводився в газовідвідній лінії на відстані 10 м від місця виходу газів з газотурбонагнітача, що відповідає вимогам Технічного кодексу з NO_x [207]. Похибка вимірювання викидів NO_x з випускними газами, визначена газоаналізатором Testo350XL, не перебільшувала $\pm 1,0 \%$.

Визначення концентрації NO_x у випускних газах виконували через кожні 100 годин роботи, у цей період дизелі експлуатувалися на різних, але рівних між собою навантаженнях. Результати вимірювань наведено у таблиці 4.18.

Таблиця 4.18

Зміна концентрації NO_x у випускних газах дизеля
5L23/30 MAN-B&W Diesel Group за різних умов експерименту

Час, години	Концентрація NO_x в випускних газах, г/(кВт·год)		Відносна зміна концентрації NO_x у випускних газах, ΔNO_x %
	Дизель АЕ 1	Дизель АЕ 2	
100	8,40	8,51	1,31
200	8,18	8,38	2,44
300	8,14	8,31	2,09
400	8,38	8,65	3,22
500	8,20	8,58	4,63
600	8,21	8,63	5,12
700	8,55	8,81	3,04
800	8,52	8,82	3,52
900	8,15	8,57	5,15
1000	8,12	8,48	4,43

Для всіх інтервалів вимірювань (від 100 до 1000 годин) концентрація NO_x у випускних газах для дизеля АЕ 2 перевищувала аналогічне значення для дизеля АЕ 1.

Порівняльну оцінку концентрацію NO_x у випускних газах дизелів АЕ 1 і АЕ 2 можна виконати щодо відносної зміни ΔNO_x , яка визначається за виразом:

$$\Delta\text{NO}_x = \frac{\text{NO}_x^{\text{AE2}} - \text{NO}_x^{\text{AE1}}}{\text{NO}_x^{\text{AE2}}} \cdot 100\%,$$

де NO_x^{AE2} , NO_x^{AE1} – концентрація NO_x у випускних газах дизелів АЕ 2 і АЕ 1 за однаковий проміжок часу, г/(кВт·год).

Значення ΔNO_x наведені у таблиці 4.18. За значеннями, що наведені в таблиці 4.18, побудовані номограми, які відображають зміну концентрації NO_x у випускних газах дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group за різних умов експерименту (рис. 4.18).

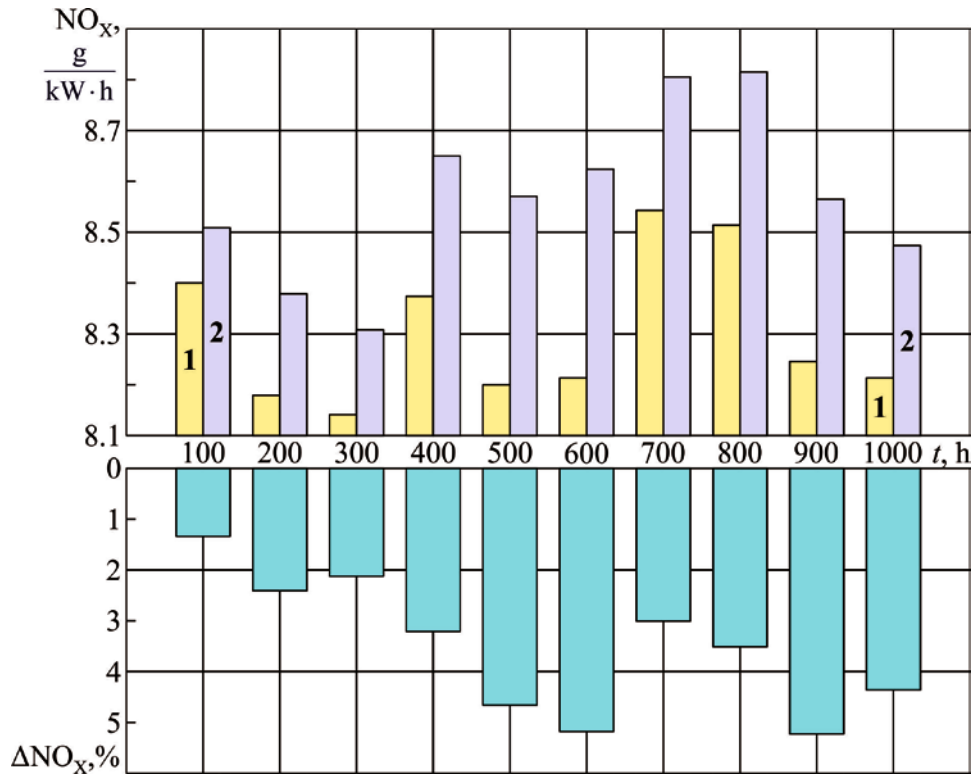


Рис. 4.18. Зміна концентрації NO_x у випускних газах дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group за різних умов проведення експерименту:
1 – дизель АЕ 1; 2 – дизель АЕ 2

Додатково зазначимо, що протягом експериментальних досліджень значення концентрації NO_x у випускних газах не перевищувало максимального значення, яке регламентується вимогами ІМО.

4.2.2. Випробування в системі циркуляційного мащення суднового дизеля Yanmar 6EY18AL

З метою збільшення масиву експериментальних даних аналогічні дослідження виконувались на морському судні класу Multipurpose Vessel дедвейтом 27540 тонн, допоміжна енергетична установка якого складалася з трьох однотипних судових СОД Yanmar 6EY18AL з наступними характеристиками:

- діаметр циліндра – 180 мм;
- хід поршня – 280 мм;
- частота обертання – 1000 об/хв;
- кількість циліндрів – 6;
- номінальна потужність – 800 кВт;
- питома витрата палива – 193 г/(кВт·год) [114].

Дослідження виконувались для моторних мастил Total Lub Marime AURELIA TI 15/30 та LukLub Marime NAVIGO TPEO 15/30. Основні характеристики моторних мастил наведено у таблиці 4.19.

Таблиця 4.19

Основні характеристики моторних мастил*

Показник	Total Lub Marime AURELIA TI 15/30	LukLub Marime NAVIGO TPEO 15/30
Клас SAE	30	30
Густина при 15°C, кг/м ³	910	898
В'язкість при 100 °C, сСт	14,1	11,5
Загальне лужне число Total Base Number (TBN)	14,2	14,2
Температура спалаху, °C	230	230

Примітка: * – далі ці мастила довільно позначені як ММ № 1 та ММ № 2

Оптичним методом еліпсометрії (схему та технологію проведення вимірювань якого наведено у п. 3.2) було визначено значення крайових кутів змочування θ_m та товщини мастильного шару d_{mm} . Значення цих величин наведені у таблиці 4.20.

Таблиця 4.20

Структурні характеристики моторних мастил Total Lub Marime
AURELIA TI 15/30 та LukLub Marime NAVIGO TPEO 15/30

Параметр	ММ № 1	ММ № 2
Крайовий кут змочування, θ_m , град	19,6	17,2
Товщина мастильного шару, d_{mm} , мм	3,9	2,6

Експлуатація дизелів проводилася з використанням суднових палив RME180 та DMAULS. Їхні основні характеристики наведені в таблиці 4.21.

Таблиця 4.21

Основні характеристики суднових палив під час проведення експерименту

Показник	RME180	DMAULS
Густина при 15°C, кг/м ³	935	879
В'язкість при 50 °C, сСт	72,4	5,75
Вміст сірки, %	0,42	0,065
Нижча теплотворна здатність, кДж/кг	41750	42380

Експлуатація дизелів під час перебування судна в спеціальних екологічних районах (Sulphur emission control area – SECA) проводилася на паливі DMAULS. Під час роботи поза екологічними районами використовувалося паливо RME180 [209, 210]. Потреби судна в електроенергії забезпечувалися одним (у разі навантаження на судову електростанцію до 500 кВт) або двома паралельно працюючими допоміжними двигунами (у разі навантаження понад 500 кВт). Дослідження виконували на режимах роботи, коли використовувалися два дизелі.

Паралельна робота дизелів забезпечувала рівний розподіл навантаження між ними. Третій дизель або перебував у стані stand-by, або експлуатувався на необхідному навантаженні (у разі, коли для забезпечення потужності споживачів було достатньо одного дизеля), при цьому перший та другий дизелі не експлуатувалися.

Забезпечення режимів мащення для дизелів подібного типу можливе за допомогою різних моторних мастил, які мають в'язкість 12...17 сСт, лужне число 14...17 мгКОН/г та відносяться до класу SAE 30...40.

Дизелі мали загальну паливну систему (при якій усі три дизелі експлуатувалися на одному сорті палива) та автономні системи мащення. Це дозволяло для двох дизелів, на яких виконувались дослідження, використовувати різні моторні мастила. У системі циркуляційного мащення одного з дизелів використовувалося моторне мастило Total Lub Marime AURELIA TI 15/30, у системі мащення другого – моторне мастило LukLub Marime NAVIGO TPEO 15/30. Обидві моторні мастила рекомендовані фірмами Wartsila, MAN-Diesel, Caterpillar-MaK, Yanmar, Daihatsu, Himsen для використання в судових тронкових дизелях.

На початок експериментів дизелі перебували в однаковому технічному стані. На дизелях були перевстановлені деталі циліндропоршневої групи (втулки циліндрів, поршні, поршневі кільця) та кривошипно-шатунного механізму (шатуни та вкладиші мотильових підшипників).

Дослідження виконувались під час переходів судна, тривалість яких становила 12...18 днів. При цьому (у зв'язку з відсутністю маневрових та швартових режимів, а також вантажних операцій) експлуатація дизелів відбувалася без стрибкоподібної зміни навантаження. Стан паливної апаратури (паливних насосів високого тиску та форсунок), а також її регульовальні параметри (тиск нагнітання, кут початку подачі палива) всіх дизелів були ідентичні. У системах змащування та охолодження дизелів підтримувалися однакові значення температури та тиску. Перед початком експериментів у циркуляційних системах дизелів було повністю замінено

мастило. Компенсація витрати мастила на вигар для кожного з дизелів виконувалася в обсязі 100 літрів через 100 годин експлуатації.

Під час проведення експерименту фіксувалися значення таких показників роботи дизеля: тиск стиснення – p_c , температура газів після циліндра – t_g , концентрація оксидів азоту у випускних газах NO_x , а також TBN мастила. Крім того, у береговій лабораторії виконувався спектральний аналіз мастила з метою визначення в ньому кількості домішок, які характеризують знос деталей дизеля та забруднення мастила (Wear та Contaminant Elements).

Під час проведення експерименту контроль та діагностування технічного стану мастила виконувались шляхом триразового визначення TBN з інтервалом відбору проб 1 год. Усереднені значення отриманих результатів експерименту наведено у таблиці 4.22.

Таблиця 4.22

Зміна TBN и ΔTBN моторних мастил під час проведення експерименту

Час, години	ММ № 1		ММ № 2	
	TBN	ΔTBN , %	TBN	ΔTBN , %
0	14,1	—	14,0	—
200	13,7	-3,52	13,6	-4,23
300	13,1	-7,75	13,0	-8,45
400	12,8	-9,86	12,6	-11,27
500	12,6	-11,27	12,3	-13,38
600	12,3	-13,38	11,9	-16,20
700	12,0	-15,49	11,5	-19,01
800	11,8	-16,90	11,0	-22,54
900	11,5	-19,01	10,7	-24,65
1000	11,3	-20,42	10,4	-26,76

Як свідчать дані, що наведені в таблиці 4.22, для всіх інтервалів вимірювань (від 100 до 1000 годин) значення TBN для ММ № 1 (і відповідно допоміжного двигуна № 1) перевищувало аналогічне значення для ММ № 2 (та допоміжного двигуна № 2). Порівняльну оцінку зміни TBN дизелів можна виконати за її відносною зміною, що визначається за виразом:

$$\Delta TBN = \frac{TBN_{time} - TBN_{nom}}{TBN_{nom}} \cdot 100\%,$$

де TBN_{time} , TBN_{nom} – значення TBN у певний проміжок часу та номінальне значення TBN (обидва сорти мастила мають $TBN_{nom}=14,2$ – таблиця 4.20).

Значення ΔTBN наведені в таблиці 4.22. За значеннями таблиці 4.22 побудовано номограми, що відображають зміну TBN та ΔTBN моторних мастил – рис. 4.19, 4.20.

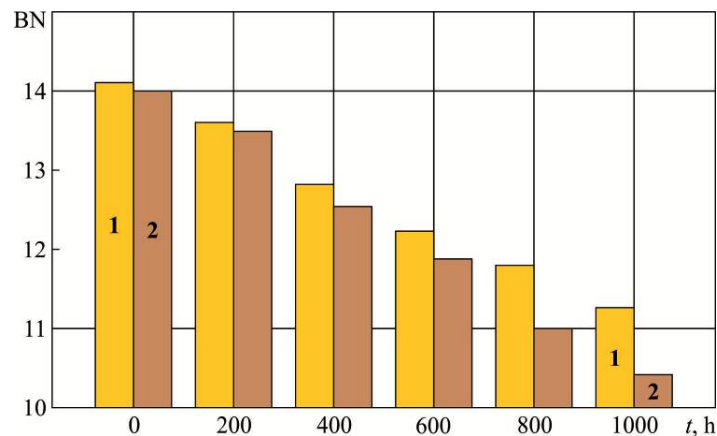


Рис. 4.19. Зміна TBN суднових моторних мастил: 1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2

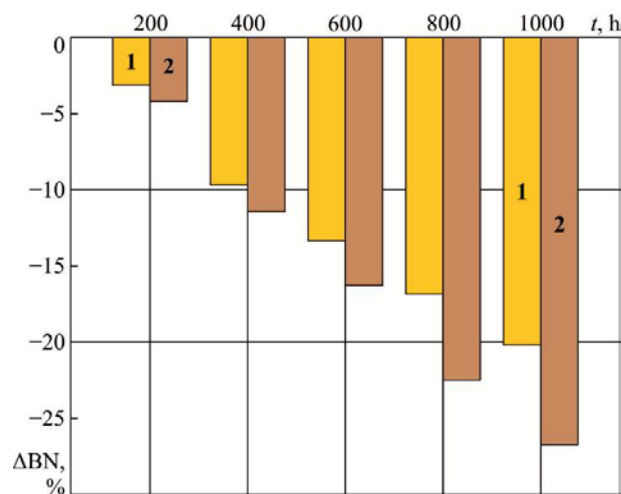


Рис. 4.20. Відносне зниження ΔTBN суднових моторних мастил:

1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2

Для якіснішої оцінки стану та визначення функціональних характеристик моторного мастила виконується його спектральний аналіз. При цьому визначається кількість різних хімічних елементів, які потрапляють у мастило в результаті згоряння палива, зношування деталей дизеля, а також в результаті безпосереднього окислення самого мастила. Частину цих елементів (відповідно до їх функціональної дії) відносять до категорії Wear Elements (до них відносять Al, Cr, Cu, Fe, Sn, Pb), частина – до категорії Contaminant Elements (до них відносять B, Na, Si, V, Mo, Ni). Результати спектрографічного аналізу моторних мастил після 1000 годин експлуатації в циркуляційній системі мащення дизеля Yanmar 6EY18AL наведено у таблиці 4.23.

Таблиця 4.23

Результати спектрографічного аналізу моторних мастил після 1000 годин експлуатації в циркуляційній системі дизеля Yanmar 6EY18AL

Wear Elements, мг/кг	ММ № 1	ММ № 2	Contaminant Elements, мг/кг	ММ № 1	ММ № 2
Al (Aluminum)	5	7	B (Boron)	15	17
Cr (Chromium)	1	2	Na (Sodium)	9	23
Cu (Copper)	1	9	Si (Silicon)	4	16
Fe (Iron)	9	23	V (Vanadium)	20	62
Sn (Tin)	1	3	Mo (Molybdenum)	3	4
Pb (Lead)	1	1	Ni (Nickel)	4	21
Загальна кількість, Sum	18	45	Загальна кількість, Sum	55	143

За результатами, що наведені в таблиці 4.23, побудовано номограми, які відображені на рис. 4.21.

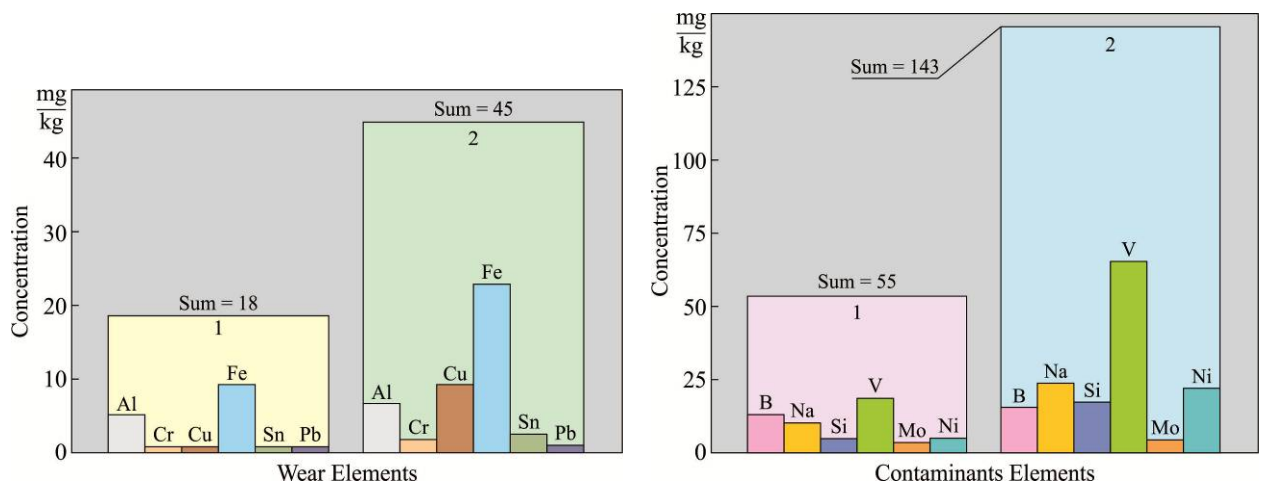


Рис. 4.21. Результати спектрального аналізу моторних мастил
(висоти стовпчиків відповідають значенням, наведеним у таблиці 4.23):

1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2

Визначення динаміки зміни структурних характеристик моторного мастила (крайового кута змочування та товщини мастильного шару) виконувалося в науковій лабораторії за допомогою еліпсометричної установки (відповідно до методики, наведеної в п. 3.3). Відбір проб мастила проводився в трьох різних точках картера дизеля під час його зупинки в інтервалі часових проміжків, еквівалентних 500 і 1000 годин роботи. Усереднені значення структурних характеристик моторного мастила (крайового кута змочування θ та товщини мастильного шару $d_{\text{мм}}$) наведено у таблиці 4.24.

Таблиця 4.24

Динаміка зміни структурних характеристик моторних масел

Час експлуатації, години	Крайовий кут змочування, θ , град		Товщина мастильного шару, $d_{\text{мм}}$, мм	
	ММ № 1 (дизель АЕ 1)	ММ № 2 (дизель АЕ 2)	ММ № 1 (дизель АЕ 1)	ММ № 2 (дизель АЕ 2)
0	19,6	17,2	3,9	2,6
500	17,8	12,2	3,1	2,0
1000	16,3	9,7	2,7	1,8

За даними таблиці 4.23 побудовано номограми, що відображають динаміку зміни структурних характеристик моторного мастила – рис. 4.22.

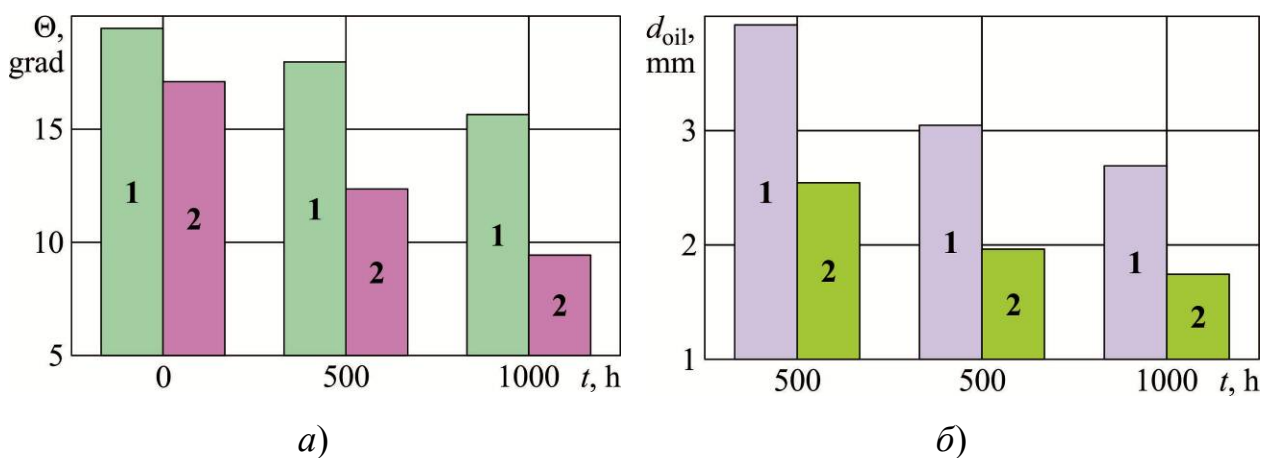


Рис. 4.22. Динаміка зміни структурних характеристик моторних мастил:

a – крайовий кут змочування, θ , град; b – товщина мастильного шару, d_{mm} , мм;
1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2

Одним із показників, який характеризує працездатність дизеля, є тиск стиснення. Його зниження в окремих циліндрах дизеля свідчить про погіршення компресійних властивостей поршневих кілець та потрапляння металевих домішок на поверхню втулки циліндра. Зниження тиску стиснення у всіх циліндрах дизеля свідчить про погіршення процесу мащення. Під час експерименту значення тиску стиснення визначалося за допомогою суднової системи діагностики Doctor для кожного з циліндрів дизеля (при вимкненні подачі палива в даний циліндр). За отриманими значеннями розраховувалося середнє значення тиску стискування по всіх циліндрах. Контроль тиску стиснення виконувався після 1-ї години роботи дизелів та далі через кожні 100 годин роботи. На тимчасових проміжках, у яких виконувався контроль тиску стиснення (1, 100, 200, 300, 400, 500 годин), дизелі працювали на різних, але однакових між собою навантаженнях (в діапазоні 450...600 кВт). Система діагностики Doctor дозволяє контролювати параметри робочого процесу дизеля з похибкою, що не перевищує $\pm 1,0\%$. Отримані значення наведені у таблиці 4.25.

Таблиця 4.25

Зміна середнього тиску стиснення, p_c , МПа, дизеля Yanmar 6EY18AL за різних умов проведення експерименту

Час, години,	Тиск стиснення, p_c , МПа	
	ММ № 1 (дизель АЕ 1)	ММ № 2 (дизель АЕ 2)
1	9,17	9,17
100	9,14	9,12
200	9,12	9,06
300	9,11	9,03
400	9,09	8,98
500	9,08	8,94
600	9,07	8,91
700	9,07	8,87
800	9,06	8,85
900	9,05	8,83
1000	9,05	8,82

Окремо зазначимо, що основним критерієм у таблиці 4.25 є не зміна тиску часу для одного з дизелів (АЕ 1 або АЕ 2), а зміна тиску за однаковий проміжок часу для обох дизелів (АЕ 1 і АЕ 2). Неузгодженість у значеннях цих величин свідчить про погіршення технічного стану циліндропоршневої групи дизеля.

Відповідно до правил експлуатації неузгодженість тиску стиснення по циліндрах дизеля від середнього значення не повинна перевищувати $\pm 2,5\%$. Значення, що наведені у таблиці 4.25 свідчать, що ця умова виконувалася протягом усього експерименту.

Для візуалізації отриманих результатів за значеннями таблиці 4.25 побудовано діаграми, що показані на рис. 4.23.

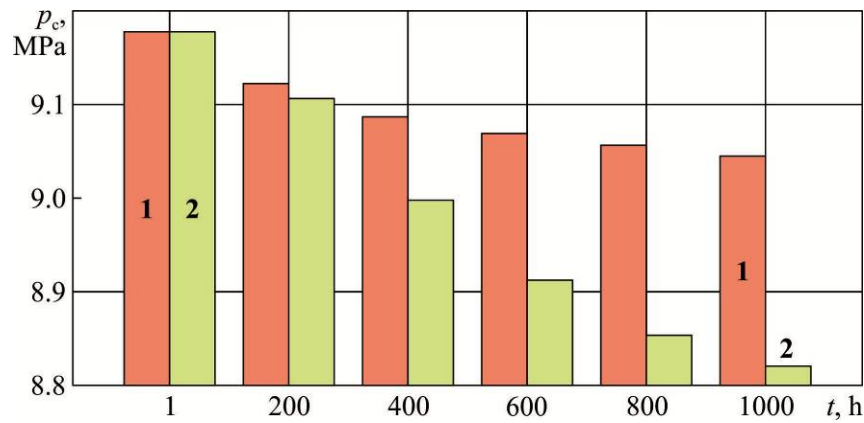


Рис. 4.23. Зміна тиску стиснення, p_c , МПа, дизеля Yanmar 6EY18AL за різних умов проведення експерименту: 1 – дизель АЕ 1; 2 – дизель АЕ 2

Під час експлуатації відбувається поступове зниження тиску стиснення. Це пов'язано із зменшенням компресійної дії поршневих кілець та поступовим зносом циліндрових втулок. Діапазон цього зниження для дизеля АЕ 1 за проміжок часу 1...500 год становив від 9,17 МПа до 9,05 МПа; для дизеля АЕ 2 від 9,17 МПа до 8,82 МПа. Інтенсивність падіння тиску стиснення в часі може бути визначена як відносне зниження тиску стиснення за виразом:

$$\Delta p_c = \frac{p_c^{\text{time}} - p_c^{\text{nom}}}{p_c^{\text{nom}}} \cdot 100\%,$$

де $p_c^{\text{time}}, p_c^{\text{nom}}$ – значення тиску стиснення по циліндрах дизеля в певний проміжок часу та номінальне значення тиску стиснення, МПа (згідно з інструкцією з експлуатації номінальний тиск стиснення становить $p_c^{\text{nom}}=9,15$ МПа).

Враховуючи значення p_c , що наведені у таблиці 4.25, а також величину p_c^{nom} , визначимо значення Δp_c , які узагальнимо в таблиці 4.26.

Таблиця 4.26

Відносна зміна тиску стиснення, %, дизеля Yanmar 6EY18AL за різних умов експерименту

Час, години	ММ № 1 (дизель АЕ 1)	ММ № 2 (дизель АЕ 2)
1	0,22	0,22
100	-0,11	-0,33
200	-0,33	-0,98
300	-0,44	-1,31
400	-0,66	-1,86
500	-0,77	-2,30
600	-0,87	-2,62
700	-0,88	-3,06
800	-0,98	-3,28
900	-1,09	-3,50
1000	-1,09	-3,61

Значення, що наведені в таблиці 4.26 відображені на діаграмі, яка показана на рис. 4.24.

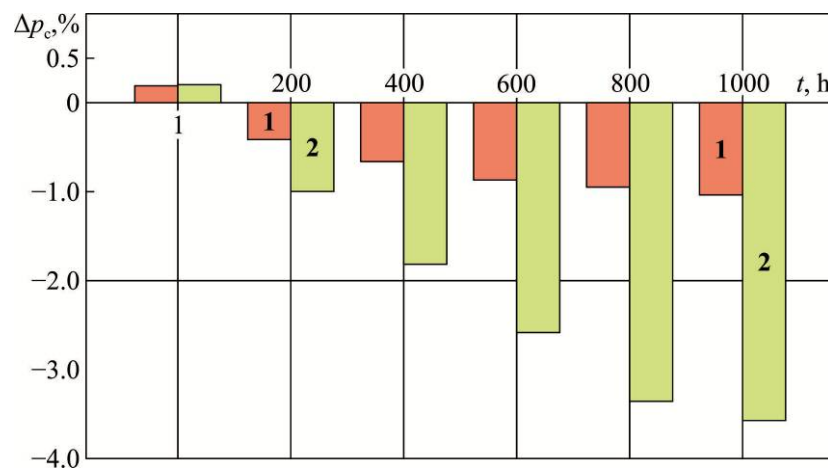


Рис. 4.24. Відносна зміна тиску стиснення, Δp_c , %, дизеля Yanmar 6EY18AL за різних умов проведення експерименту:

1 – дизель АЕ 1; 2 – дизель АЕ 2

Одним із параметрів роботи дизеля, що характеризує якість перебігу робочого процесу, є температура газів після циліндра t_r . Збільшення її значення щодо окремих циліндрів дизеля свідчить про погіршення процесу згоряння палива в циліндрі дизеля (у разі пізнього впорскування) або про підвищену кількість мастила, яке потрапляє на стінки циліндра та згоряє разом з паливом. Контроль температури газів після циліндра дизеля Yanmar 6EY18AL проводився за допомогою вбудованої системи діагностики, що виконує вимірювання температури та виведення показань на комп'ютер центрального поста управління. Вимірювання проводилися для дизелів АЕ 1 і АЕ 2 в інтервалі 100...1000 годин, при цьому дизелі експлуатувалися на різних, але рівних між собою навантаженнях. Діапазон їхньої зміни знаходився в межах 450...600 кВт. Протягом усього періоду проведення експерименту підтримувалися однаковими параметри в системах охолодження та мащення дизелів (температура мастила на вході в дизель, температура води на виході з дизеля, тиск мастила та води на вході в дизель). Значення t_r визначалися кожного циліндра дизеля. У таблиці 4.9 наведено середні значення t_r для всіх циліндрів.

Таблиця 4.27

Зміна температури газів після циліндра дизеля Yanmar 6EY18AL за різних умов експерименту

Час, години	Температура газів, °С		Відносна зміна температури, %
	Дизель АЕ 1	Дизель АЕ 2	
1	292	293	0,34
100	295	297	0,68
200	286	292	2,10
300	281	288	2,49
400	294	302	2,72
500	287	296	3,14
600	290	301	3,79
700	296	308	4,05
800	290	302	4,14
900	293	307	4,78
1000	271	286	5,54

Фірма Yanmar обмежує значення температури випускних газів, її максимальне значення для дизелів 6EY18AL не повинне перевищувати 310 °С. Результати, наведені в таблиці 4.27, підтверджують, що експлуатація дизелів проводилася з дотриманням цієї вимоги. Додатково зазначимо, що під час експерименту відхилення значення температури випускних газів за окремими циліндрами від середнього значення не перевищувало $\pm 10^\circ\text{C}$, що відповідає вимогам правил технічної експлуатації судових дизелів.

Для кращої візуалізації отримані результати представлені як діаграми (рис. 4.25).

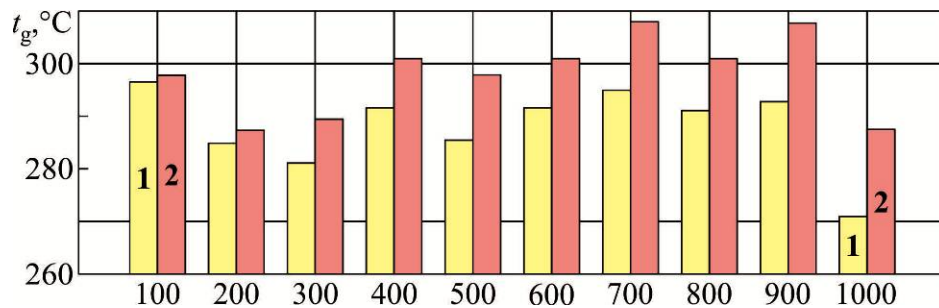


Рис. 4.25. Зміна температури газів після циліндра дизеля Yanmar 6EY18AL за різних умов проведення експерименту:

1 – дизель АЕ 1; 2 – дизель АЕ 2

Для всіх інтервалів вимірювань (від 100 до 1000 годин) середня температура газів після циліндра для дизеля АЕ 2 перевищувала аналогічне значення для дизеля АЕ 1. Порівняльну оцінку зміни t_g дизелів АЕ 1 і АЕ 2 можна виконати щодо відносної зміни температури, що визначається за виразом:

$$\Delta t_g = \frac{t_g^{\text{AE2}} - t_g^{\text{AE1}}}{t_g^{\text{AE2}}} \cdot 100\%,$$

де $t_g^{\text{AE2}}, t_g^{\text{AE1}}$ – температура випускних газів дизелів АЕ 2 і АЕ 1 за однаковий проміжок часу, °С.

Значення Δt_g наведено у таблиці 4.27. За її значеннями побудовані номограми, що відображають відносну зміну температури газів після циліндра дизеля Yanmar 6EY18AL за різних умов експерименту (рис. 4.26).

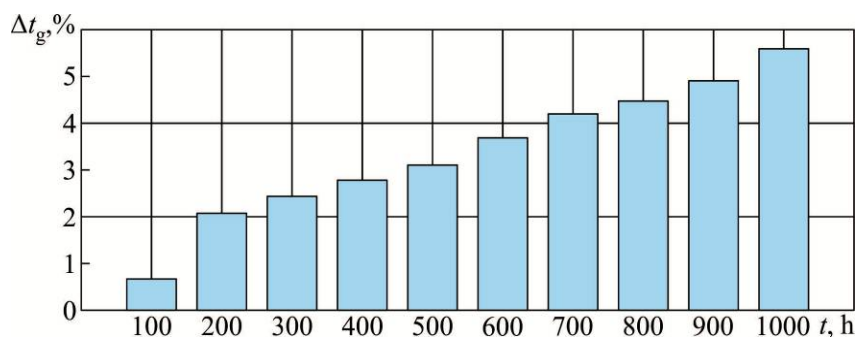


Рис. 4.26. Відносна зміна температури газів після циліндра дизеля Yanmar 6EY18AL

Як в серії попередніх досліджень, визначення екологічності роботи суднового дизеля виконувалось шляхом вимірювання емісії оксидів азоту з випускними газами. Максимальне можливе значення цього показника для суднового СОД Yanmar 6EY18AL, що встановлений на Multipurpose Vessel дедвейтом 27540 тонн відповідно до ярусу Tier II Додатку VI МАРПОЛ визначається за виразом

$$NO_x^{\max} \leq 44n^{-0,23},$$

де n – частота обертання вала дизеля, об/хв.

Враховуючи характеристики дизеля Yanmar 6EY18AL:

$$NO_x^{\max} \leq 44 \cdot 1000^{-0,23} = 8,98 \text{ г/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

Визначення концентрації NO_x у випускних газах виконували через кожні 100 годин роботи за допомогою газоаналізатора Testo350XL (Німеччина). Похибка виміру емісії NO_x становила $\pm 1,0$ %. При цьому дизелі експлуатувалися на різних, але рівних між собою навантаженнях. Результати вимірювань наведені в таблиці 4.28.

Таблиця 4.28

Концентрація NO_x у випускних газах дизеля Yanmar 6EY18AL за різних умов проведення експерименту

Час, години	Концентрація NO_x у випускних газах, г/(кВт·год)		Відносна зміна концентрації NO_x в випускних газах, ΔNO_x %
	Дизель АЕ 1	Дизель АЕ 2	
1	8,32	8,37	0,60
100	8,52	8,62	1,17
200	8,28	8,41	1,57
300	8,01	8,21	2,50
400	8,32	8,53	2,52
500	8,12	8,36	2,96
600	7,96	8,21	3,14
700	8,47	8,75	3,31
800	8,23	8,51	3,40
900	8,51	8,81	3,53
1000	8,08	8,38	3,71

Діаграма, що відображає зміну концентрації NO_x у випускних газах, наведена на рис. 4.27.

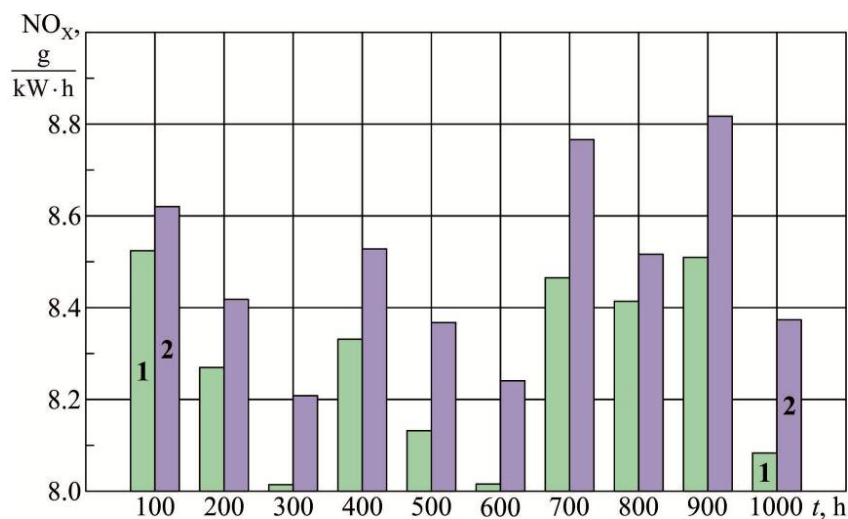


Рис. 4.27. Зміна концентрації NO_x у випускних газах дизеля Yanmar 6EY18AL за різних умов проведення експерименту:

1 – дизель АЕ 1; 2 – дизель АЕ 2

Додатково зазначимо, що протягом експериментальних досліджень значення концентрації NO_x у випускних газах не перевищувало максимального значення, яке регламентується вимогами ІМО.

Для всіх інтервалів вимірювань (від 100 до 1000 годин) концентрація NO_x у випускних газах для дизеля АЕ 2 перевищувала аналогічне значення для дизеля АЕ 1.

Порівняльну оцінку концентрацію NO_x у випускних газах дизелів АЕ 1 і АЕ 2 можна виконати за відносною зміною ΔNO_x , яка визначається за виразом:

$$\Delta\text{NO}_x = \frac{\text{NO}_x^{\text{AE2}} - \text{NO}_x^{\text{AE1}}}{\text{NO}_x^{\text{AE2}}} \cdot 100\%,$$

де $\text{NO}_x^{\text{AE2}}, \text{NO}_x^{\text{AE1}}$ – концентрація NO_x у випускних газах дизелів АЕ 2 та АЕ 1 за однаковий проміжок часу, г/(кВт·год).

Значення ΔNO_x наведено у таблиці 4.28, за їх величинами побудовані номограми, що показані на рис. 4.28.

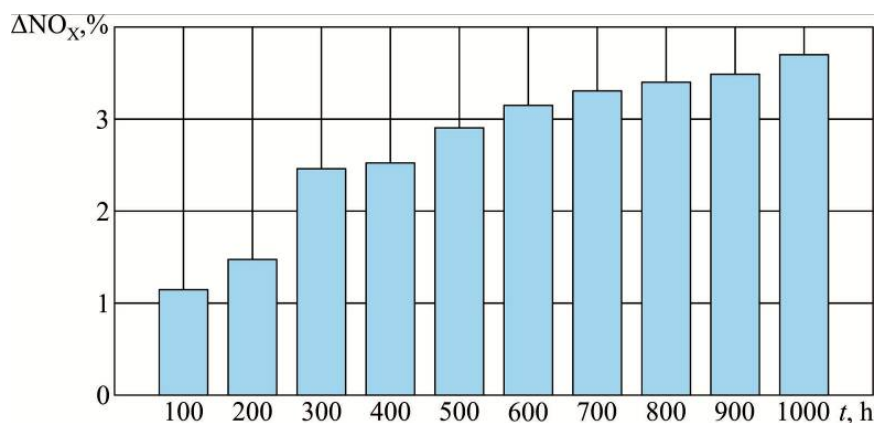


Рис. 4.28. Зміна відносної концентрації NO_x в випускних газах дизеля Yanmar 6EY18AL

Для комплексної оцінки впливу крайових кутів змочування на експлуатаційні показники судових дизелів деякі експериментальні дані узагальнені в таблиці 4.29.

Таблиця 4.29

Динаміка зміни контрольованих величин

Час, години	Крайовий кут змочування, θ , град		Середній тиск стиснення, p_c , МПа,		Температура газів після циліндра, t_r , °C		Концентрація NO _x у випускних газах, г/(кВт·год)	
	Engine oil 1	Engine oil 2	AE 1	AE 2	AE 1	AE 2	AE 1	AE 2
0...1*	19,6	17,2	9,17	9,17	292	293	8,32	8,37
500	17,8	12,2	9,08	8,94	287	296	8,12	8,36
1000	16,3	9,7	9,05	8,82	271	286	8,08	8,38

Примітка: * – 0 годин відповідає значенню крайових кутів змочування під час визначення в науковій лабораторії способом еліпсометрії; 1 година відповідає значенням p_c , t_r , NO_x під час визначенні після 1 години роботи дизеля

Таблиця 4.29 характеризує динаміку зміни контрольованих параметрів. За її даними побудовано діаграми, які наведені на рис. 4.29.

Для діаграм, що представлені на рис. 4.29, відзначимо таке. Для значень крайового кута змочування θ визначальним є різниця у висотах стовпчиків при різному часі (зміна висоти стовпчиків 1 за часом 0, 500, 1000 годин та висоти стовпчиків 2 за часом 0, 500, 1000 годин). Їхнє зниження свідчить про зменшення сил поверхневого натягу мастила. Чим інтенсивніше відбувається зниження – тим швидше відбувається руйнування структури мастильного шару. Для значень середнього тиску стиснення p_c , температура газів після циліндра t_r , концентрації NO_x у випускних газах визначальною є різниця у висотах стовпчиків 1 і 2 за однаковий час (при часі 1, 500, 1000 годин). Її збільшення свідчить про погіршення технічного стану циліндропоршневої групи дизеля.

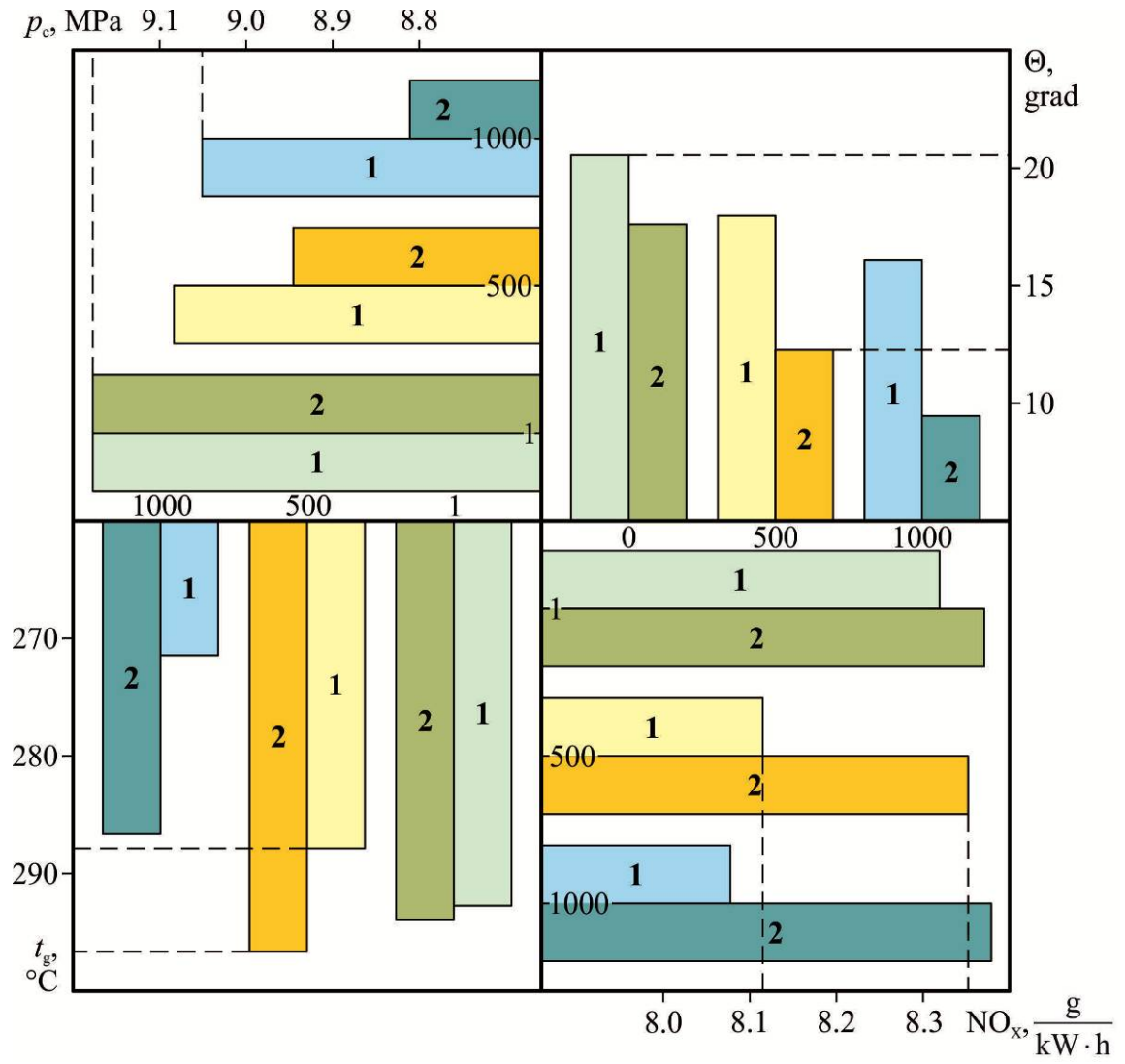


Рис. 4.29. Комплексна діаграма зміни контрольованих параметрів

4.3. Визначення впливу структурних характеристик суднових моторних мастил на ефективність роботи циліндрових системи мащення суднових дизелів

Дослідження щодо впливу структурних показників моторного мастила на експлуатаційні показники суднового дизеля були поширені на моторні мастила, які використовуються в системах циліндрового (лубрикаторного мащення) [90, 91, 112].

4.3.1. Випробування в системі циліндрового мащення суднового дизеля 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo

Як було визначено у розділі 3, моторні мастила суднових дизелів є дисперсними системами. Їхні експлуатаційні характеристики в тонких мастильних шарах відрізняються від об'ємних властивостей і визначаються орієнтаційною впорядкованістю молекул, що сприяє виникненню додаткового тиску, який забезпечує розклинювальний тиск між контактними поверхнями [154, 211]. Як параметри, які якісно та кількісно характеризують структуру мастильних шарів, у даній серії експериментів також як в попередніх приймалися ступінь орієнтаційної впорядкованості молекул граничного шару S , крайовий кут змочування θ та товщина мастильного шару $d_{\text{мм}}$.

Завданням дослідження було визначення впливу структурних характеристик мастильних шарів моторних мастил на зношування деталей суднового дизеля.

Дослідження виконувались для моторних мастил Castrol CL 40 та Texaco Special HT 40, які далі довільно позначені як ММ № 1 і ММ № 2. Вказані

мастила використовувалися в циліндровій / лубрикаторній системі мащення суднового МОД 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo, що має наступні основні характеристики: тип – двотактний, крейцкопфний; номінальна потужність $N_{\text{ном}}=14280$ кВт; номінальна частота обертання $n_{\text{ном}}=105$ хв⁻¹; кількість циліндрів – 6; діаметр циліндра – $d=0,6$ м; хід поршня – $s=2,4$ м.

Обидва сорти мастила рекомендовані заводом-виробником як основні під час експлуатації дизеля.

На першому етапі досліджувалися структурні характеристики моторних мастил. Результати досліджень, а також основні експлуатаційні характеристики моторних мастил наведені в таблиці 4.30.

Таблиця 4.30

Структурні характеристики мастил Castrol CL 40 та Texaco Special HT 40

Параметр	ММ №1	ММ № 2
Густина при 15 °С, кг/м ³	858	863
Кінематична в'язкість при 100 °С, мм ² /с	22,7	23,3
Температура спалаху, °С	242	228
Загальне лужне число TBN, мг/г	40	40
Крайовий кут змочування, θ , град	19,2	26,5
Товщина мастильного шару, $d_{\text{мм}}$, мм	3,7	4,1

Подальші дослідження виконувались у системі циліндрового мащення суднового дизеля 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo. Принципова схема системи мащення дизеля наведена на рис. 4.30 [112].

Наявність двох цистерн моторного мастила (позиції 1 і 2) давала можливість використання для різних груп циліндрів різних мастил. Під час проведення експериментів дизель переважно більшість часу (що складав 93...95 %) експлуатувався на сталих режимах роботи, решту – на маневрових та перехідних. Сталі режими відповідали морським та океанським переходам. У цей період експлуатації навантаження на дизель відповідало 80...85 % від номінальної потужності. Під час маневрових та перехідних режимів роботи дизеля судно перебувало в акваторіях портів та прибережних районах.

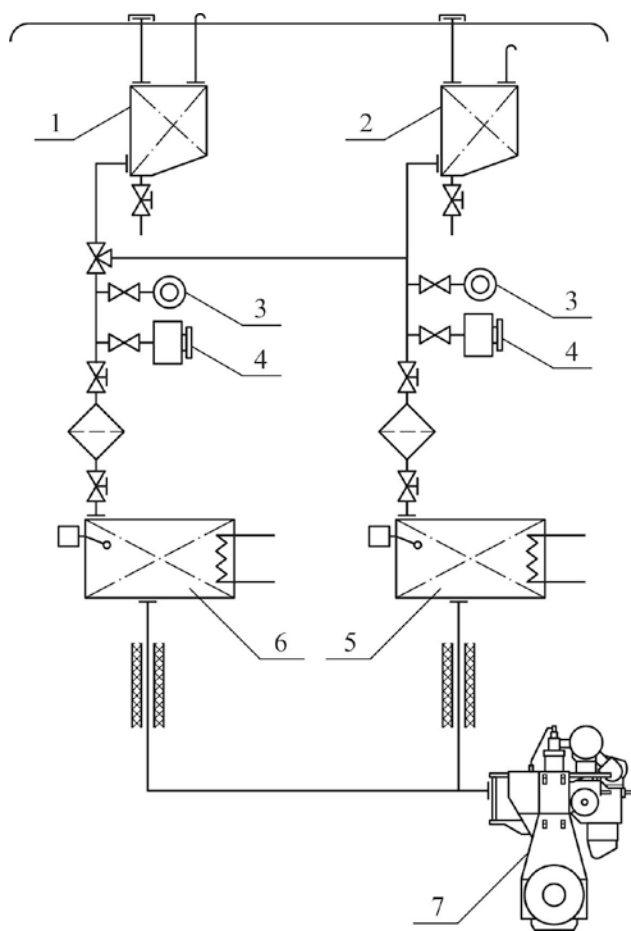


Рис. 4.30. Схема циліндрової системи мащення суднового дизеля 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo:

- 1, 2 – мастильний танк;
 3 – витратомір; 4 – контролер;
 5 – витратна цистерна циліндрового мастила MM № 1; ,
 6 – витратна цистерна циліндрового мастила MM № 2; 7 – дизель

Подача циліндрового мастила під час експлуатації дизеля забезпечувалась автоматичною системою “MAN Alpha system” залежно від режимів його роботи. При цьому для кожного циліндра дизеля встановлювалося своє значення подачі циліндрового мастила. Відповідно до характеристик системи “MAN Alpha system” розбіжність у кількості мастила, що подавалось до окремих циліндрів дизеля, не перевищувала 1,5 % від середнього значення.

Протягом усього експерименту судновий дизель 6S60ME-C9 MAN-Diesel & Turbo експлуатувався на тому самому сорті палива RMC350 (з вмістом сірки 0,37 %). подача мастила Castrol CL 40 здійснювалася в циліндри 1-3, подача мастила Texaco Special HT 40 – в циліндри 4-6.

Циліндрова група дизелів відноситься до об'єктів постійного контролю технічного стану [37, 44]. Виконання візуальних інспекцій циліндрових втулок не завжди є можливим. Насамперед це пов'язано з періодом безперервної роботи головних двигунів морських суден (наприклад, тривалість океанських переходів може досягати 20...30 діб) та з великими

витратами часу на виконання цих інспекцій. Тож для діагностування технічного стану циліндрових втулок застосовуються непрямі методи. Найпоширенішим і доступним для умов морського судна є визначення залишкового лужного числа TBN і кількості металевих домішок у мастилі.

Під час досліджень відбір проб мастила та його подальший аналіз виконувалися в судновій технічній лабораторії фірми Cylinder Scrape-Down Oil Analysis через кожні 20 годин роботи дизеля відповідно до технології та послідовності, які рекомендовані фірмою MAN-Diesel&Turbo [66, 67]. З підпоршневого простору кожного циліндра виконувався відбір проб відпрацьованого мастила з наступним визначенням в судновій технічній лабораторії значення PQI (Particle Quantity Index) та TBN, а також вмісту в мастилі наступних домішок: Fe, V, Ni, Si. З метою підтвердження результатів вимірювань під час проведення діагностування технічного стану циліндрової групи, що виконувався під час експлуатації дизеля, відповідно до вимог технічного департаменту судноплавної компанії, якій належало судно, здійснювався обов'язковий аналіз мастила в береговій дослідницькій лабораторії. Результати аналізів, що були виконані безпосередньо на судні та в береговій лабораторії, збігались з дозволеною точністю. Результати досліджень узагальнені на рис. 4.31.

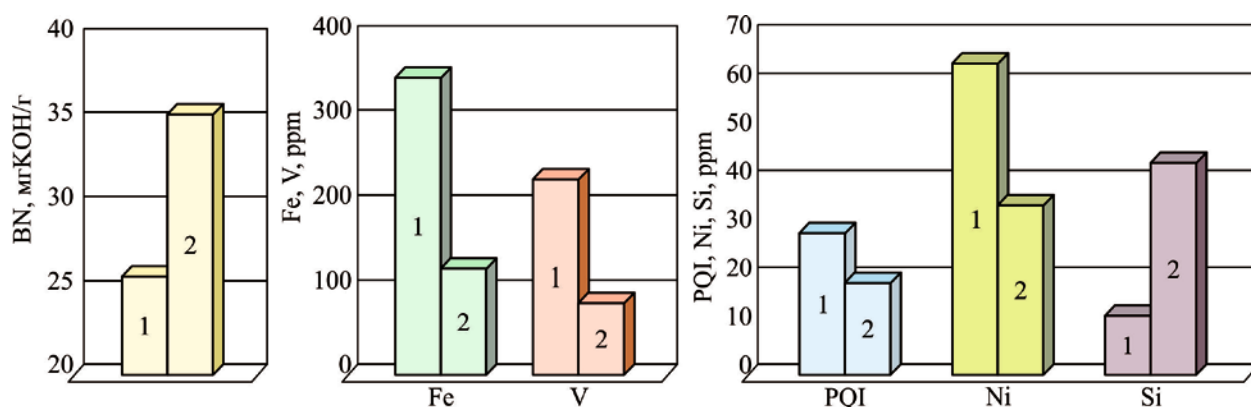


Рис. 4.31. Значення BN, Fe, V, PQI, Ni, Si у пробах відпрацьованого мастила після 1000 годин експлуатації суднового дизеля

6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo:

1 – під час використання ММ № 1; 2 – під час використання ММ № 2

Проведені дослідження свідчать про наступне. Моторні мастила, що використовуються в судових дизелях, належать до дисперсних систем. Тонкі мастильні шари (які поділяють поверхні тертя та забезпечують гідродинамічний або граничний режим мащення) характеризуються впорядкованою структурою молекул. Якісним показником цієї структури є крайовий кут змочування, кількісним – товщина мастильного шару. Моторні мастила Texaco Special HT 40 і Castrol CL 40 (що використовуються в циліндровій системі мащення судових дизелів) характеризуються різною структурованістю, що визначається різними кутами змочування, які утворюють ці мастила на металевій поверхні. Структурованість мастильних шарів пов'язана з механічними втратами енергії судових дизелів та зносом деталей, змащування яких забезпечується цими мастилами (наприклад, циліндрової групи). Оцінку зносу деталей циліндрової групи доцільно виконувати за кількістю механічних домішок, які надходять у моторне мастило, та залишковим лужним числом моторного мастила. За допомогою експериментальних досліджень, виконаних на судовому дизелі 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo, було встановлено, що моторні мастила, що мають більш високі значення структурних характеристик (зокрема крайового куту змочування), забезпечують менший знос деталей дизеля (що виявляється в меншій кількості металевих часток у відпрацьованому мастилі). Експериментально встановлено, що при цьому забезпечується 7,5...8,3 кратне зниження домішок заліза, 3,5...3,8 кратне зниження домішок ванадію, 1,6...1,8 кратне зниження домішок нікелю, а також 2,9...3,1 кратне зменшення інтенсивності зниження загального лужного числа мастила. Таким чином, при оцінці експлуатаційних властивостей моторних мастил необхідно також враховувати їх структурні характеристики, які забезпечують зниження зносу деталей дизеля та через це сприяють зменшенню його механічних втрат.

4.3.2. Випробування в системі циліндрового мащення суднового дизеля 8K80ME-MAN-Diesel & Turbo

Найхарактернішим вузлом ДВЗ, у якому відбувається поступальний рух, є циліндрова група, саме – пара тертя поршневе кільце – циліндрова втулка. При правильному центруванні деталей КШМ (поршня в крейцькопфному підшипнику або поршня та шатуна) між поршнем і втулкою циліндра забезпечується мінімальний зазор, який повністю компенсується за рахунок ущільнювальної дії поршневих кілець. При цьому забезпечується відсутність повітряних і газових протікань в об'ємі циліндра, тому кінетична енергія газів, що утворилися в циліндрі під час згоряння палива, повністю використовується для поступального переміщення поршня. У разі підвищеного зносу поршневих кілець або їх поломки відбувається зростання мінімально неминучих втрат енергії та зниження ефективних показників роботи дизеля (потужності та коефіцієнта корисної дії) [42, 151].

Експерименти, що підтвердили це твердження, виконувались на судновому дизелі 8K80ME MAN-Diesel & Turbo. Подача мастила на дзеркало циліндрової втулки дизеля та подальше мащення втулки циліндра та поршневих кілець забезпечується лубрикаторною (циліндровою) системою мащення, в якій використовуються мастила з лужним числом (Total Base Number – TBN) 30...80 мгКОН/г. Принципова схема системи циліндрового мащення дизеля наведена на рис. 4.32 [212].

У даний час експлуатація морських суден (а, отже, та їх енергетичних установок) відбувається як у звичайних, також і в особливих районах, до останніх належать зони контролю емісії викидів оксидів сірки (SO_x Emission Control Areas) та азоту (NO_x Emission Control Areas) [175, 213]. Це накладає певні обмеження як на паливо, що використовується в цих районах, так і на циліндрове мастило, лужний показник якого повинен відповідати вмісту сірки в паливі. Відповідно до вимог Додатка VI MARPOL 73/78 під час

експлуатації суднових дизелів повинно використовуватися паливо, вміст сірки в якому не перевищує 0,5 % за масою. У спеціальних екологічних районах (SO_x Emission Control Areas) вміст сірки у паливі має не перевищувати 0,1 % за масою. При цьому комплектація суднових систем лубрикаторного (циліндрового) мащення проводиться таким чином, щоб забезпечити можливість використання мастила з різним лужним показником (наприклад, з TBN30, який відповідає вмісту сірки в паливі до 0,1 %) та з TBN50, який відповідає вмісту сірки у паливі до 0,5 %) [79, 214]. Саме за таким принципом скомплектовано систему лубрикаторного (циліндрового) мащення дизеля 8K80ME-MAN-Diesel & Turbo (рис. 4.32) [212].

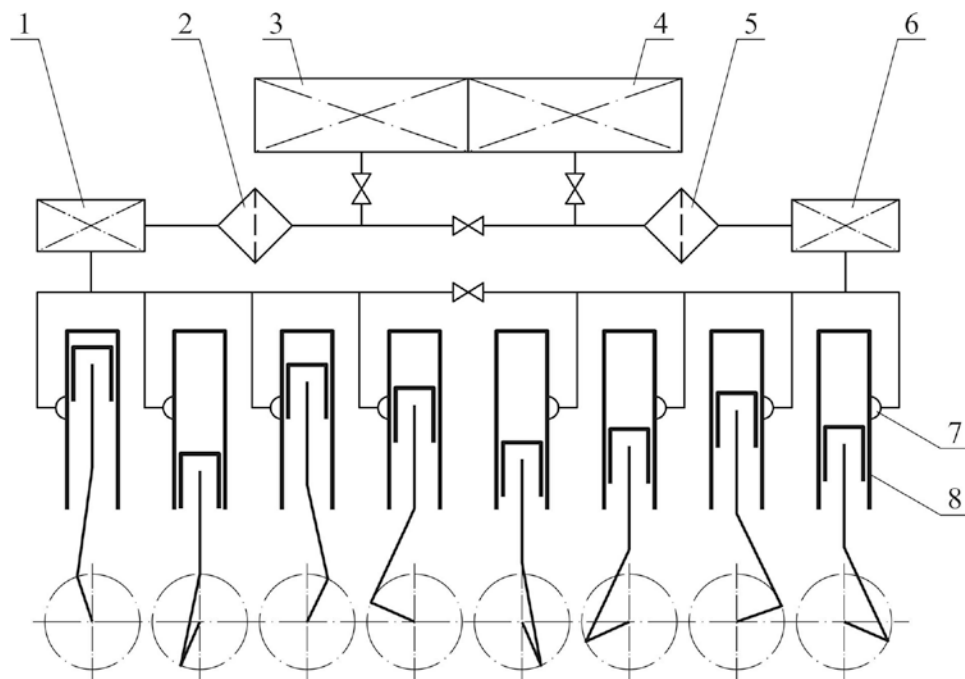


Рис. 4.32. Схема лубрикаторної (циліндрової) системи мащення суднового дизеля 8K80ME-MAN-Diesel & Turbo:

- 1, 6 – витратна цистерна лубрикаторного мастила; 2, 5 – мастильний фільтр;
3, 4 – цистерна запасу мастила; 7 – лубрикатор; 8 – дизель

Система працює в такий спосіб. З цистерн запасу циліндрового мастила 3 або 4 мастило (в яких знаходиться мастило з різними експлуатаційними характеристиками) через фільтри 2 або 5 спрямовується до витратних цистерн лубрикаторного мастила 1 або 6. Мастило до циліндрової втулки

дизеля 8 подається лубрикатором 7. У схемі передбачена можливість експлуатація дизеля 8 з використанням різних сортів лубрикаторного мастила, а також можливість експлуатації різних груп циліндрів (циліндрів 1-4 та 5-8) на різних сортах мастила. До однієї з груп циліндрів подавалось мастило Mobilgarg470, до іншої – мастило Castrol CL 50. Експлуатаційні характеристики, а також результати з визначення структурних характеристик вказаних мастил (які в подальшому довільно визначені як ММ № 1 та ММ № 2) наведені в таблиці 4.31.

Таблиця 4.31

Структурні характеристики моторних мастил

Параметр	ММ № 1	ММ № 2
Густина при 15 °С, кг/м ³	875	882
Кінематична в'язкість при 100 °С, мм ² /с	21,3	23,1
Температура спалаху, °С	226	217
Загальне лужне число TBN, мг/г	50	50
Крайовий кут змочування, θ , град	18,6	22,7
Товщина мастильного шару, $d_{\text{мм}}$, мм	3,1	3,8

Наявність двох цистерн лубрикаторного мастила (позиції 3 і 4) давала можливість використання різних груп циліндрів мастильного матеріалу з різними характеристиками. При цьому якісною характеристикою лубрикаторного мастила приймалося значення крайового кута змочування, який утворює мастило на металевій поверхні. Його визначення виконувалося оптичними методами у береговій науково-дослідній лабораторії. Таким чином, різні групи циліндрів (у циліндри 1-4 та 5-8) подавалося мастило з різними значеннями крайових кутів змочування. При цьому (відповідно до технології, що наведена в п. 3.3) було встановлено, що одне з мастил (далі позначено як ММ № 1) характеризується меншими крайовими кутами змочування ніж інше (далі позначено як ММ № 2).

Експерименти виконувались під час океанського переходу судна тривалістю 12...15 днів. Постійність навантаження на дизель визначалася незмінною частотою обертання колінчатого валу та постійною цикловою подачею палива. Протягом усього експерименту судновий дизель 8K80ME MAN-Diesel & Turbo працював на одному сорті палива RMK350 (з вмістом сірки 0,32 %). Відбір проб мастила та їх подальший аналіз виконувався в судновій технічній лабораторії фірми Unitor через кожні 20 годин роботи дизеля відповідно до рекомендованих фірмою-виробником технології та послідовності [66, 67]. При цьому для кожного циліндра дизеля встановлювалося своє значення подачі циліндрового мастила. Відхилення її величини за різними циліндрами не перевищувало 5 % від середнього значення. З підпоршневого простору кожного циліндра виконувався відбір проб відпрацьованого мастила з подальшим визначенням у судновій технічній лабораторії вмісту в мастилі домішок заліза, міді та хрому (визначених в ppm), а також залишкового лужного числа, BN, мгКОН/г.

За вмістом домішок заліза Fe, ppm, у мастилі, що відпрацьовало, можна оцінити рівень мінімально неминучих втрат енергії під час поступального руху в парі тертя поршневе кільце – циліндрова втулка. Чим вище значення Fe у відпрацьованому мастилі, тим більше знос цієї пари тертя, а отже, більше як контактні взаємодії, так і мінімально неминучі втрати енергії.

Значення залишкового лужного числа BN, мгКОН/г, характеризує (зокрема) гідравлічну щільність трибологічної системи поршневе кільце – мастильний шар – циліндрова втулка. Чим вище цей показник, тим менша частина газів, що утворюється в циліндрі під час згоряння палива, проходить по дзеркалу втулки циліндрової через можливі нещільності між поршковими кільцями та циліндровою втулкою. Таким чином, у циліндрі разом з паливом згоряє менша частина мастила, що знаходиться лише над верхнім / верхніми поршковими кільцями.

Результати виконаних досліджень наведено в таблиці 4.32 та на рис. 4.33.

Таблиця 4.32

Результати експерименту

Показник	Час експлуатації, години					
	40	80	120	160	200	240
Вміст домішок заліза у відпрацьованому мастилі, Fe, ppm [*]	$\frac{68}{48}$	$\frac{62}{43}$	$\frac{56}{38}$	$\frac{57}{36}$	$\frac{52}{33}$	$\frac{53}{29}$
Вміст домішок міді у відпрацьованому мастилі, Cu, ppm [*]	$\frac{32}{17}$	$\frac{37}{8}$	$\frac{36}{16}$	$\frac{38}{25}$	$\frac{25}{15}$	$\frac{24}{14}$
Вміст домішок хрому у відпрацьованому мастилі, Cr, ppm [*]	$\frac{4,7}{4,2}$	$\frac{5,3}{4,7}$	$\frac{4,6}{3,9}$	$\frac{4,3}{3,8}$	$\frac{5,5}{4,3}$	$\frac{4,3}{3,6}$
Залишкове лужне число, BN, мгКОН/г мастила [*]	$\frac{33}{38}$	$\frac{32}{47}$	$\frac{33}{42}$	$\frac{37}{47}$	$\frac{34}{42}$	$\frac{34}{47}$

^{*} – у чисельнику під час роботи з використанням ММ № 1;
у знаменнику – ММ № 2.

З метою підтвердження стабільності отриманих результатів, дослідження були продовжені в діапазоні часу 200...1000 годин. Їхні результати наведені в таблиці 4.33 та відображені на рис. 4.34.

Таблиця 4.33

Результати експерименту

Показник	Час експлуатації, години				
	200	400	600	800	1000
Вміст домішок заліза у відпрацьованому мастилі, Fe, ppm [*]	$\frac{47}{38}$	$\frac{58}{36}$	$\frac{44}{33}$	$\frac{52}{35}$	$\frac{54}{37}$
Вміст домішок міді у відпрацьованому мастилі, Cu, ppm [*]	$\frac{26}{18}$	$\frac{28}{13}$	$\frac{38}{13}$	$\frac{27}{17}$	$\frac{32}{18}$
Вміст домішок хрому у відпрацьованому мастилі, Cr, ppm [*]	$\frac{4,8}{3,7}$	$\frac{5,8}{3,8}$	$\frac{5,7}{3,6}$	$\frac{4,8}{3,6}$	$\frac{4,9}{3,2}$
Залишкове лужне число, BN, мгКОН/г мастила [*]	$\frac{43}{34}$	$\frac{46}{33}$	$\frac{42}{34}$	$\frac{38}{28}$	$\frac{41}{32}$

^{*} – у чисельнику під час роботи з використанням ММ № 1; у знаменнику – ММ № 2.

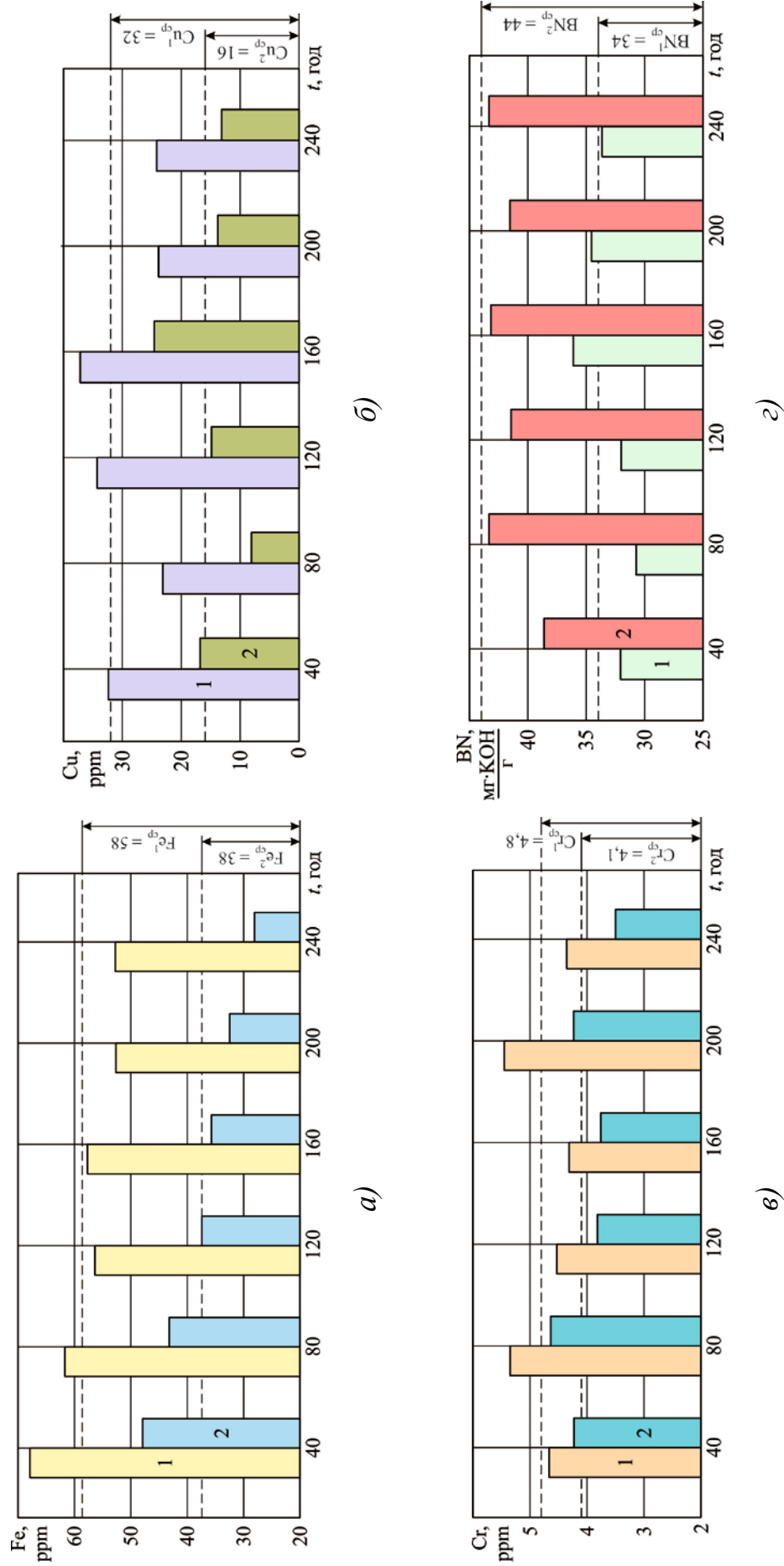


Рис. 4.33. Зміна вмісту домішок заліза (а), міді (б), хрому (в) та залишкового лужного числа (г) у відпрацьованому мастилі під час експлуатації суднового дизеля 8K80ME MAN-Diesel & Turbo з використанням різних циліндрових мастил: 1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2

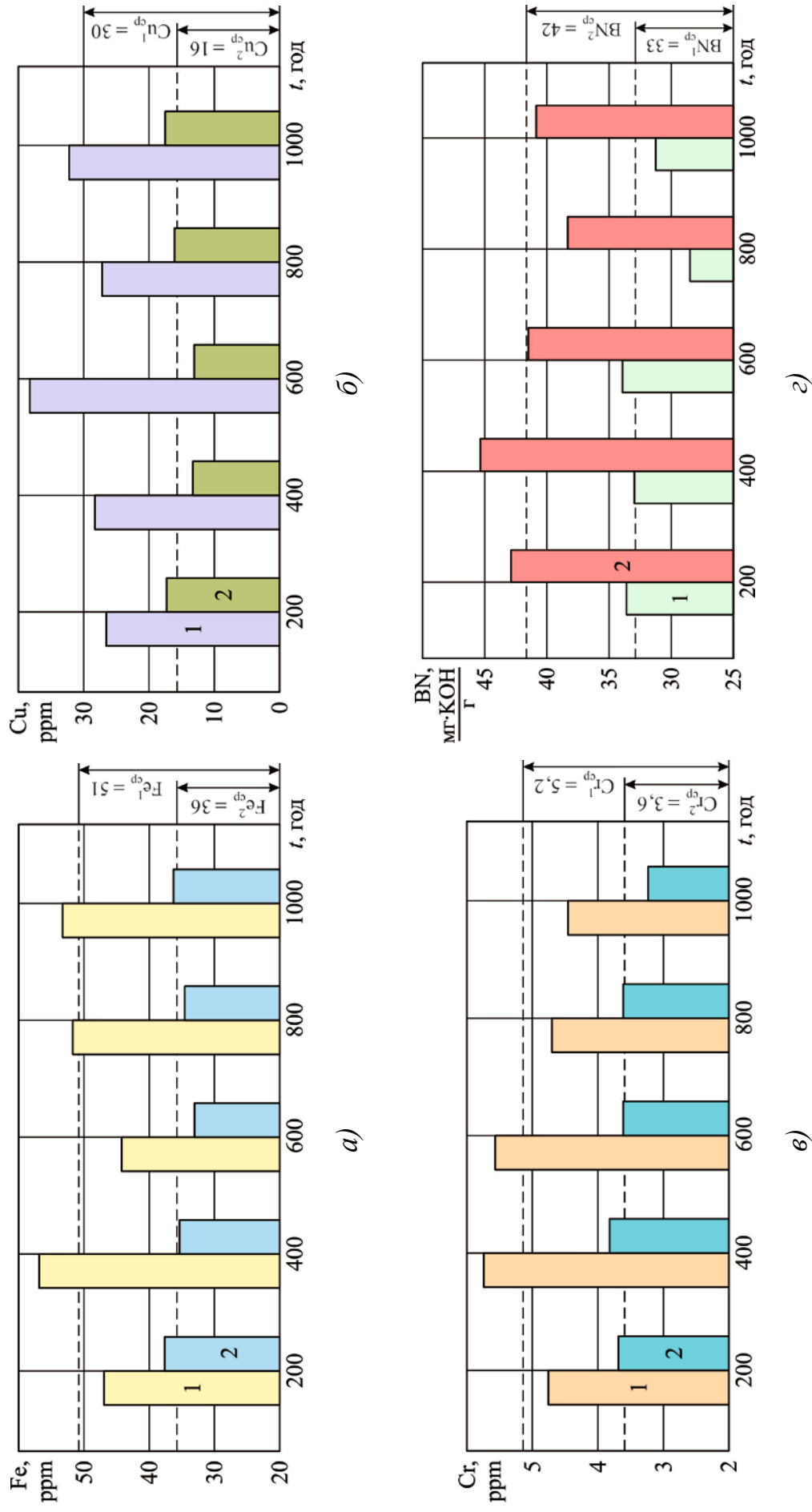


Рис. 4.34. Зміна вмісту домішок заліза (а), міді (б), хрому (в) та залишкового лужного числа (г) у відпрацьованому мастилі під час експлуатації суднового дизеля 8K80ME MAN-Diesel & Turbo з використанням різних циліндрових мастил: 1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2

4.4. Висновки за розділом 4

Як основні висновки за результатами досліджень, наведених у розділі 4, визначимо наступне.

1. До основних показників, що відображають структурні характеристики моторних мастил, які використовуються в циркуляційних та циліндрових системах мащення дизелів морського та внутрішнього водного транспорту, відносяться крайовий кут змочування та товщина мастильної плівки, які утворюють ці мастила на контактних поверхнях. Значення крайового кута змочування θ та товщини мастильної плівки $d_{\text{мм}}$ для суднових моторних мастил, що використовуються в системах циркуляційного мащення, знаходяться в діапазоні $\theta=14,1 \dots 19,6$ град, $d_{\text{мм}}=2,6 \dots 3,8$ мм.

2. Оцінку ефективності роботи циркуляційних систем мащення доцільно виконувати за значеннями загального лужного числа моторного мастила та кількістю домішок, що потрапляють у мастило під час експлуатації дизеля (які характеризують знос основних контактних поверхонь дизеля та забруднення мастила продуктами вигару та окислення), а також за швидкістю зміни загального лужного числа в певний проміжок часу. Саме швидкість зміни загального лужного числа запропоновано як показник, що відображає здатність моторного мастила чинити опір його процесу окислення та сприятиме забезпеченню тривалості підтримання його експлуатаційних показників. Значення цього показника для моторних мастил, що мають більші значення структурних характеристик знаходиться в діапазоні $0,1 \dots 0,2$ (мгКОН/г)/год, для моторних мастил з меншими значеннями структурних характеристик – в діапазоні $0,175 \dots 0,25$ (мгКОН/г)/год.

3. Для суднових середньо- та високообертових дизелів Volvo Penta TMDA 163A, Caterpillar CatC18, 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group, Yanmar 6EY18AL експериментально встановлено що за однакових умов експлуатації під час використання моторних мастил, які мають більші

значення крайових кутів змочування та товщини мастильного шару, забезпечується:

- зменшення швидкості зміни загального лужного числа та сповільнюється зниження загального лужного числа за певний час експлуатації дизеля;
- зменшення вмісту в моторному мастилі часток, що характеризують знос контактних поверхонь;
- зменшення вмісту в моторному мастилі часток, що характеризують його забруднення продуктами горіння палива та окислювання.

Також за цих умов перебіг робочого процесу дизелів характеризується більш високими значеннями тиску наприкінці стиснення, меншими значеннями температури випускних газів, а також меншою концентрацією оксидів азоту у випускних газах, що обумовлюється підвищенням гідравлічної щільності в елементах циліндрової групи під час забезпечення процесу мащення за допомогою мастил, що мають більш високі значення структурних характеристик (крайових кутів змочування та товщини мастильного шару).

4. Оцінку ефективності роботи циліндрових систем мащення доцільно виконувати за значенням загального лужного числа відпрацьованого мастила (мастила, що потрапляє в підпоршневу порожнину дизеля) та вмісту в цьому мастилі металевих часток.

5. Для суднових малооборотових дизелів 6S60ME MAN-Diesel & Turbo та 8K80ME MAN-Diesel & Turbo експериментально встановлено що за однакових умов експлуатації під час використання моторних мастил, які мають більші значення крайових кутів змочування та товщини мастильного шару забезпечується:

- збільшення загального лужного числа відпрацьованого мастила;
- зменшення зносу контактних поверхонь циліндрової групи, що відображається в зменшенні вмісту металевих домішок у відпрацьованому мастилі.

РОЗДІЛ 5. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕЖИМІВ МАЩЕННЯ ДИЗЕЛІВ СУДЕН РІЧКОВОГО ТА МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ

П'ятий розділ дисертаційного дослідження присвячено розв'язанню головного наукового завдання, яким є удосконалення процесів мащення циліндрової групи та підшипників ковзання дизелів суден річкового та морського транспорту шляхом керованого впливу на структурні характеристики моторного мастила, що поділяє контактні поверхні.

Основні результати розділу 5 відображені в роботах [74], [112], [114], [151], [152], [224], [227], [234], [235].

5.1. Управління структурними характеристиками моторних мастил під час експлуатації циркуляційних систем мащення суднових дизелів

Забезпечення надійної та безпечної роботи циркуляційних систем мащення тронкових дизелів суден морського транспорту можливе шляхом керуючого впливу або на металеві поверхні (циліндрову втулку, поршневі кільця, вкладиші підшипників) або на мастило. Керуючий вплив на металеві поверхні може здійснюватися:

- 1) шляхом їх виготовлення або нанесення на них покриттів із металів із високою твердістю – молібдену, хрому, міді, титану, ванадію [215, 216];
- 2) нанесення на них регулярного мікрорельєфу [164, 217];
- 3) зміною їхньої геометрії [218, 219].

Дані методи забезпечують потрібний ефект, однак мають певні недоліки. У першому випадку підвищується твердість локальних ділянок деталей дизеля (верхньої частини циліндрової втулки, кромки поршневого кільця), що зменшує їх знос [220, 221]. Однак, вартість металів, що наносяться на поверхню, суттєво перевищує вартість сталевих сплавів, з яких виготовляються деталі дизеля. Друга технологія знижує коефіцієнт тертя між

поверхнями та збільшує інтенсивність руху мастила між ними. При цьому потрібне спеціальне обладнання, яке забезпечує постійну глибину та однаковий крок нанесення рельєфних смуг. У третьому випадку виключаються сухий та граничний, та постійно забезпечується гідродинамічний режим змащування в тріаді метал-мастило-метал. Однак при цьому зміна геометрії деталей знижує їхню міцність. У зв'язку з цим наведені технології мають поодинокий характер.

Як встановлено в розділах 3 та 4, керуюча дія на моторне мастило, що використовується в системах мащення тронкових дизелів суден морського транспорту, здійснюється шляхом розчинення в його обсязі спеціальних присадок. Це активує міжмолекулярні сили мастила та сприяє виникненню додаткового розклинювального тиску в мастильному шарі. Використання даної технології вимагає попереднього визначення оптимальної концентрації присадок у мастилі, а також установки в системі мащення додаткового обладнання, яке забезпечує дозування присадки. Також до одного зі способів керуючого впливу на тріаду метал-мастило-метал є нанесення на металеву поверхню спеціальних рідких антифрикційних покриттів. При цьому через посилення міжмолекулярних взаємодій змінюється структура мастильних плівок, що забезпечує надійну та безпечну роботу дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

Наведені технології розроблялися та впроваджувалися для автомобільного та залізничного транспорту, а також для стаціонарної енергетики (дизелів та турбін теплових та електричних станцій). Ці технології не набули поширення для дизелів морських суден. Насамперед це пов'язано з автономністю роботи морських суден та їх енергетичних установок, а також з періодичними замінами суднового екіпажу. Перше обмежує логістику (виникають проблеми з доставкою на судна необхідних матеріалів), друге змушує проводити тренінги для судових інженерів з експлуатації спеціального обладнання [222, 223].

5.1.1. Використання органічних покриттів в системах циркуляційного мащення суднових дизелів

Під час визначення впливу органічних покриттів, що наносяться на металеві поверхні, на структурні характеристики суднових моторних мастил (результати якого наведені в п. 4.1) було встановлено, що при цьому збільшуються крайові кути змочування та товщина шару мастила, який адсорбується на металевій поверхні.

Дослідження з можливості керування процесом мащення шляхом нанесення органічних покриттів на основні контактуючі деталі суднових дизелів виконувались у системі циркуляційного мащення суднового СОД 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group. При цьому як моторне мастило використовувалось мастило, що мало більш виражені структурні характеристики – товщину мастильної плівки та крайовий кут змочування (технологія їх визначення була надана в п. 3.3).

Перед початком експериментів на дизелях були перевстановлені деталі циліндропоршневої групи (втулки циліндрів, поршні, поршневі кільця) та кривошипно-шатунного механізму (шатуни та вкладиші мотилевих підшипників). Це дало можливість нанести на поверхні всіх вкладишів підшипників (рамового, мотильового, головного) одного з дизелів спеціальне рідке антифрикційне покриття – розчин перфторполіефір кислоти загального виду $Rf-COOH$ (Rf – радикал, що містить фтор).

Як доведено в п. 3.4, під час нанесення такого покриття на поверхні металу утворюється плівка завтовшки до 30 нм, яка не впливає на дислокаційну структуру та твердість металу [114, 164]. Однак при цьому створюється додатковий енергетичний бар'єр на межі метал-покриття, в результаті якого збільшуються крайові кути змочування θ_m і товщина мастильного шару d_{mm} , що знаходиться на поверхні металу. Визначення цих параметрів (θ_m та d_{mm}) виконувалось у науковій лабораторії за допомогою

установки, схема та технологія дослідження, за допомогою якої наведені в п. 3.4. Вимірювання виконували для об'єму мастила (рівного 2 мл), нанесеного на металеву поверхню, відполіровану за високим класом точності. При цьому визначення значень θ_m та d_{mm} виконувалося для двох варіантів: 1 – металева поверхня (яка за своїми характеристиками відповідала характеристикам металевих сплавів, які використовуються для виготовлення вкладишів підшипників) з попереднім нанесенням шару перфторполіефір кислоти Rf-COOH; 2 – «стандартна» металева поверхня (без нанесення Rf-COOH). Значення крайового кута змочування θ та товщини мастильного шару d_{mm} для цих варіантів наведено у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Зміна структурних характеристик мастила, що використовується в системі циркуляційного мащення суднового дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group для різних умов проведення експерименту

Параметр	ММ № 1	ММ № 2
Крайовий кут змочування, θ , град	27,4	19,6
Товщина мастильного шару, d , мм	4,3	3,7

Примітка: ММ № 1 – попереднє нанесення шару перфторполіефір кислоти Rf-COOH на поверхню вкладиша підшипника; ММ № 2 – поверхня вкладиша підшипника без нанесення Rf-COOH

Як показники, що відображають переваги використання методу управління структурними характеристиками моторного мастила шляхом нанесення на поверхні вкладишів підшипників органічних покриттів, приймалися загальне лужне число TBN, швидкість його зміни V_{TBN} , а також кількість домішок, що характеризує вміст у мастилі часток зносу Wear Elements та забруднень Contaminants Elements. Визначення TBN та V_{TBN} виконувалось кожні 100 годин протягом 1000 годин, визначення Wear Elements та Contaminants Elements – через 1000 годин роботи дизеля. Результати вимірювань цих показників надані в таблицях 5.2, 5.3.

Таблиця 5.2

Зміна TBN та V_{TBN} моторного мастила, що використовується в системі циркуляційного мащення суднового дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group для різних умов проведення експерименту

Час, години	ММ № 1		ММ № 2	
	TBN, мгКОН/г	V_{TBN} , (мгКОН/г)/год	TBN, мгКОН/г	V_{TBN} , (мгКОН/г)/год
1	14,7	—	14,7	—
100	14,6	0,1	14,6	0,1
200	14,55	0,05	14,35	0,25
300	14,45	0,1	14,2	0,15
400	14,3	0,15	14,0	0,2
500	14,15	0,15	13,75	0,25
600	14,0	0,15	13,5	0,25
700	13,85	0,15	13,15	0,35
800	13,75	0,1	12,7	0,45
900	13,55	0,2	12,25	0,45
1000	13,4	0,15	11,85	0,4

Таблиця 5.3

Зміна сумарних значень Wear Elements та Contaminants Elements моторного мастила, що використовується в системі циркуляційного мащення суднового дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group для різних умов проведення експерименту

Час, години	ММ № 1		ММ № 2	
	Wear Elements, мг/кг	Contaminants Elements, мг/кг	Wear Elements, мг/кг	Contaminants Elements, мг/кг
1000	8,0	23,5	14,6	61,5

Примітка: до сумарних значень Wear Elements включені вміст в мастилі наступних елементів Al, Cr, Cu, Fe, Sn, Pb; до сумарних значень Contaminants Elements – B, Na, Si, V, Mo, Ni.

За результатами, що наведені в таблицях 5.2 та 5.3, побудовані діаграми – рис. 5.1, 5.2, що ілюструють зміну відповідних показників під час проведення експерименту.

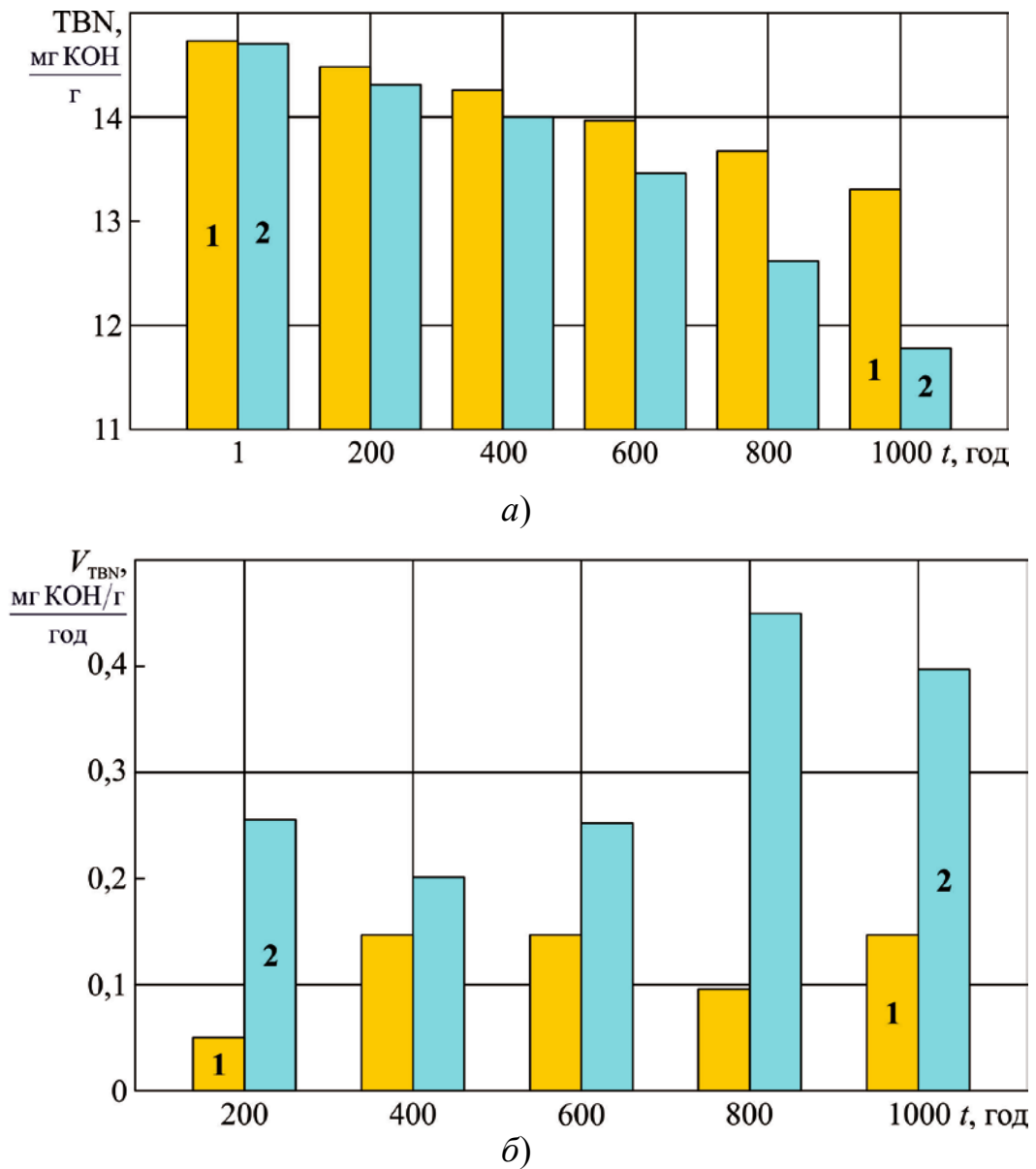


Рис. 5.1. Зміна якісних показників моторного мастила, що використовується в системі циркуляційного мащення суднового дизеля 5L23/30 MAN-B&W

Diesel Group для різних умов проведення експерименту:

а – TBN; *б* – швидкість зміни TBN;

1 – попереднє нанесення шару органічного покриття на поверхню вкладиша підшипника; 2 – поверхня вкладиша підшипника без нанесення органічного покриття

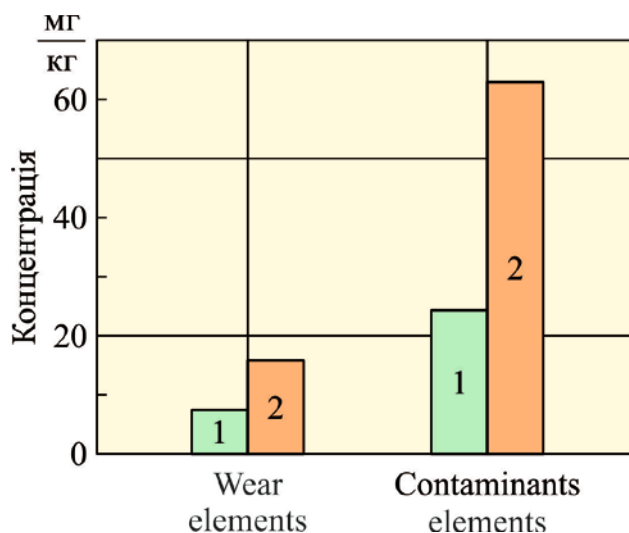


Рис. 5.2. Зміна вмісту домішок (Wear Elements та Contaminants Elements) у моторному мастилі, що використовується в системі циркуляційного мащення суднового дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group для різних умов проведення експерименту (після 1000 годин експлуатації дизеля):
 1 – попереднє нанесення шару органічного покриття на поверхню вкладиша підшипника; 2 – поверхня вкладиша підшипника без нанесення органічного покриття

Також, відповідно до технологій, що наведені в п. 4.1-4.3, визначались основні показники роботи дизеля, що характеризують якість перебігу його робочого циклу, а саме:

тиск наприкінці стиснення p_c ;

температура випускних газів t_g ;

вміст оксидів азоту у випускних газах NO_x .

Порівняння цих показників для дизелів, вкладиші підшипників одного з яких були оброблені органічним покриттям перфторполіефір кислоти $Rf-COOH$ та таким чином підвищували значення товщини мастильної плівки та крайових кутів змочування, а також іншого дизеля, – без додаткової обробки вкладишів наведені в таблиці 5.4. Під час визначення цих показників обидва дизеля працювали на однакових, але різних у різний час навантаженнях, відхилення якого одне від одного не перевищувало $\pm 1,0\%$.

Таблиця 5.4

Основні показники роботи дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group для різних умов проведення експерименту

Час, години	ММ № 1			ММ № 2		
	p_c , МПа	t_r , °C	NO _x , г/(кВт·год)	p_c , МПа	t_r , °C	NO _x , г/(кВт·год)
1	8,48	284	8,32	8,48	285	8,32
100	8,47	285	8,28	8,45	288	8,42
200	8,45	273	8,05	8,41	283	8,12
300	8,44	258	7,86	8,40	265	8,05
400	8,43	268	8,24	8,40	277	8,36
500	8,42	269	8,12	8,38	277	8,27
600	8,42	262	7,91	8,37	269	8,06
700	8,41	272	8,23	8,35	278	8,45
800	8,41	284	8,32	8,32	295	8,58
900	8,40	281	8,22	8,30	288	8,37
1000	8,39	273	8,01	8,30	283	8,11

Визначено, що як у попередніх дослідженнях відхилення тиску наприкінці стиснення, а також температури випускних газів по окремих циліндрах від середнього значення, визначеного для всіх циліндрів дизеля, не перевищувало ± 2 , % та 10° C відповідно.

Значення емісії оксидів азоту з випускними газами не перевищувало величини, яка обмежується вимогами Додатку VI МАРПОЛ щодо ярусу Tier II.

Дослідження виконувались відповідно до розробленої та погодженої з технічним департаментом судноплавної компанії технологією, при цьому контролювались, регулювались та підтримувались у необхідному діапазоні всі інші показники роботи дизеля.

Для кращої візуалізації результати, що наведені в таблиці 5.4, відображені у вигляді номограм – рис. 5.3.

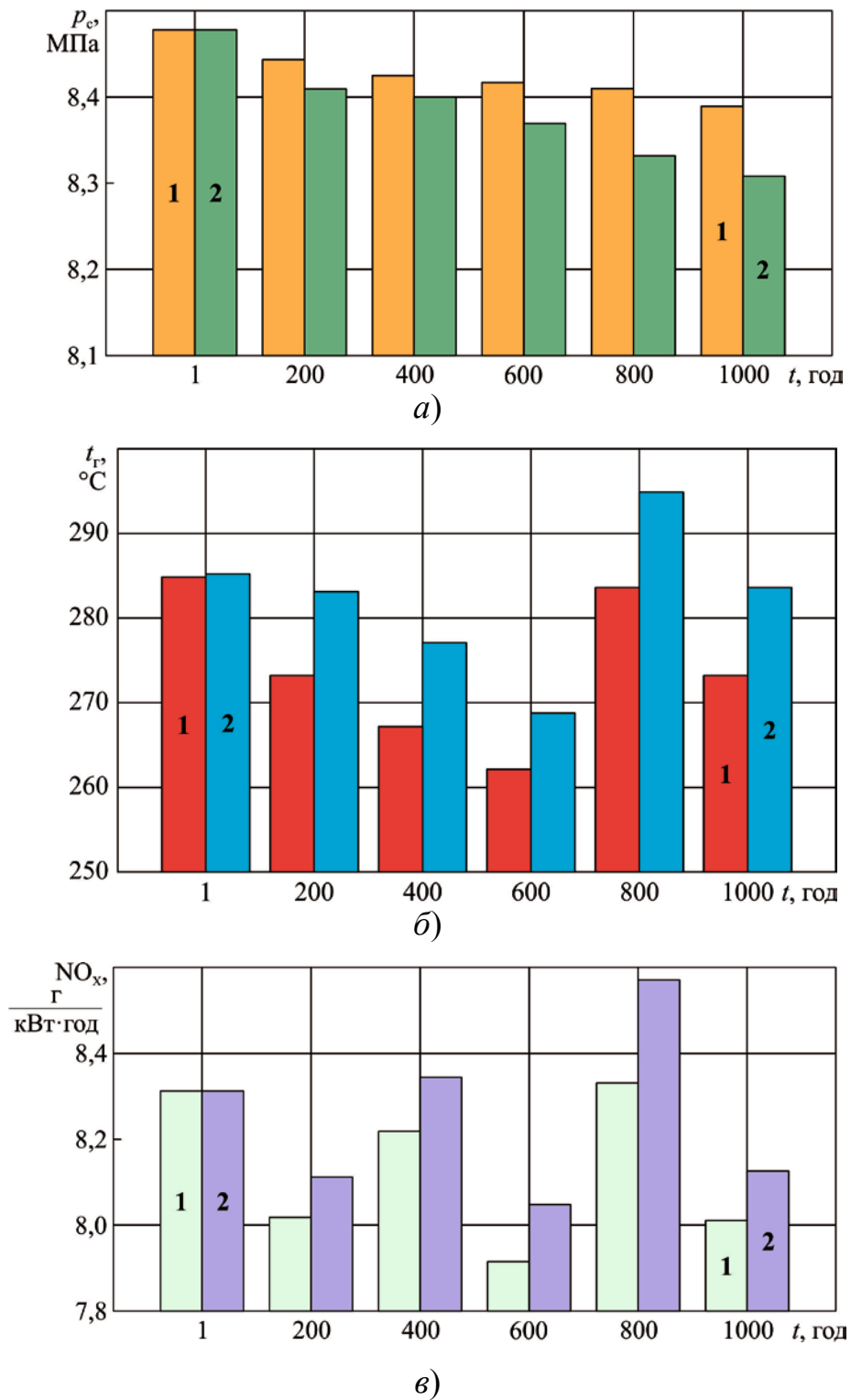


Рис. 5.3. Порівняння основних показників роботи дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group для різних умов проведення експерименту:

a – тиск наприкінці стиснення; b – температура випускних газів; v – вміст оксидів азоту у випускних газах;

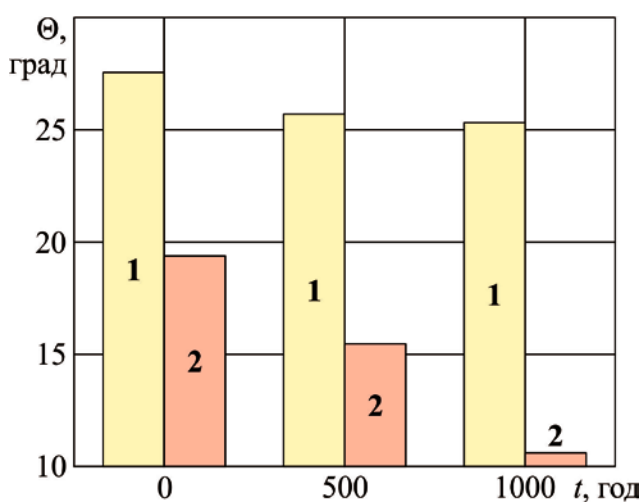
1 – попереднє нанесення шару органічного покриття на поверхню вкладиша підшипника; 2 – поверхня вкладиша підшипника без нанесення органічного покриття

Відповідно до методики, викладеної в п. 4.2.1, виконувалось визначення динаміки зміни структурних характеристик моторного мастила (крайового кута змочування та товщини мастильного шару) для двох варіантів експлуатації дизеля: робота дизеля з нанесенням на поверхні вкладишів підшипників органічного покриття та робота без нанесення покриття. Результати цих досліджень наведені в таблиці 5.5 та відображені на рис. 5.4.

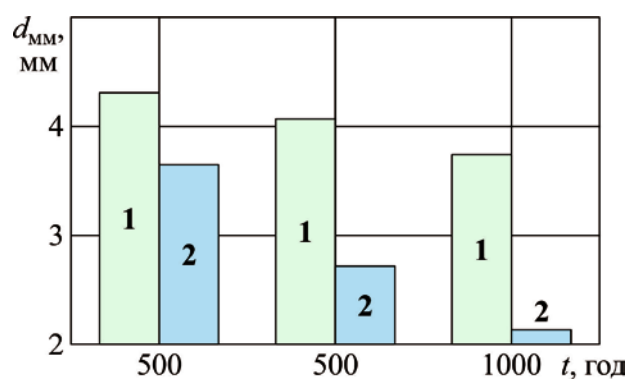
Таблиця 5.5

Динаміка зміни структурних характеристик моторного мастила, що використовується в системі циркуляційного мащення суднового дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group для різних умов проведення експерименту

Час експлуатації, год	Крайовий кут змочування, θ , град		Товщина мастильного шару, $d_{\text{мм}}$, мм	
	ММ № 1	ММ № 2	ММ № 1	ММ № 2
0	27,4	19,6	4,3	3,7
500	26,3	16,1	4,1	2,7
1000	25,5	11,1	3,8	2,1



а)



б)

Рис. 5.4. Динаміка зміни структурних характеристик моторного мастила, що використовується в системі циркуляційного мащення суднового дизеля 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group для різних умов проведення експерименту: а – крайовий кут змочування, θ , град; б – товщина мастильного шару, $d_{\text{мм}}$, мм; 1 – попереднє нанесення шару органічного покриття на поверхню вкладиша підшипника; 2 – поверхня вкладиша підшипника без нанесення органічного покриття

Комплексна номограма, що відображає зміну контрольованих показників та їх взаємозв'язок зі структурними характеристиками моторного мастила (зокрема крайовим кутом змочування) надана на рис. 5.5.

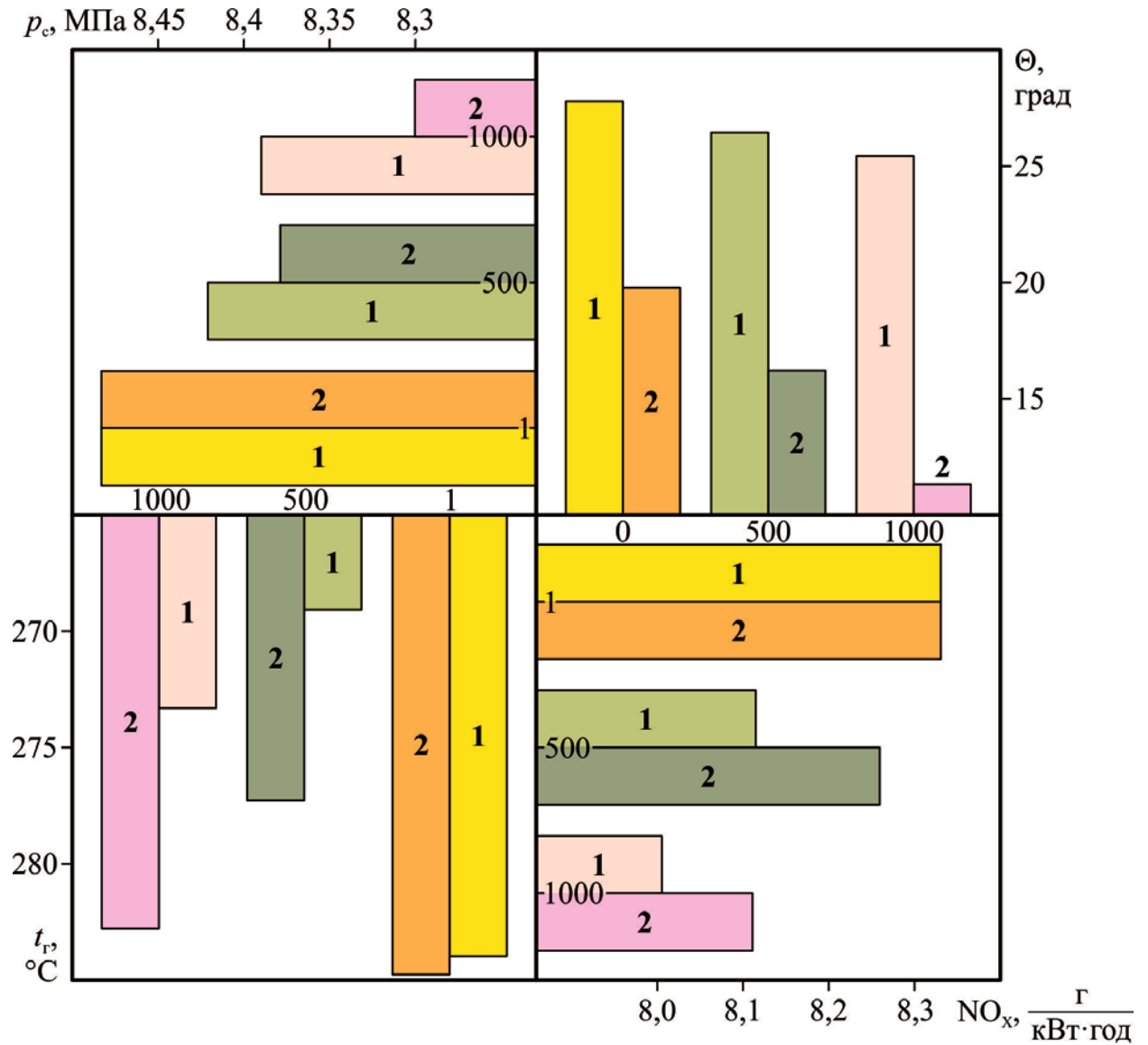


Рис. 5.5. Комплексна діаграма зміни контрольованих параметрів

5.1.2. Використання поверхнево-активних присадок у системах циркуляційного мащення суднових середньообертових дизелів

Посилення структурованої однорідності моторних мастил та збільшення крайових кутів змочування, які вони утворюють на металевих поверхнях, а також товщини їх мастильних плівок можливе шляхом використання ПАП. Тому метою циклу досліджень, результати якого надані в цьому розділі, було встановлення взаємозв'язку між структурними характеристиками моторних мастил (управління якими досягається за рахунок використання ПАП) та експлуатаційні показники суднових дизелів.

Дослідження виконувались у два етапи:

1) у науковій лабораторії вивчалися структурні характеристики різних моторних мастил – крайових кутів змочування θ , а також товщини шару моторного мастила $d_{\text{мм}}$;

2) на морському транспортному судні вивчався вплив моторних мастил із різними структурними характеристиками на експлуатаційні показники судового дизеля.

Дослідження виконувались для моторного мастила, яке використовувалось у циркуляційній системі мащення суднових СОД Yanmar 6EY18AL (основні характеристики моторних мастил та дизеля подані в п. 4.2.2). Три таких дизеля входили до складу допоміжної енергетичної установки морського судна класу Multipurpose Vessel дедвейтом 27540 тонн.

Дизелі мали загальну паливну систему (при якій усі три дизелі експлуатувалися на одному сорті палива) та автономні системи мащення. Це дозволяло для двох дизелів, на яких виконувались дослідження, використовувати моторні мастила з різними структурними характеристиками, а саме – додавати в циркуляційну систему одного з дизелів ПАП. При цьому ПАП додавалась до мастила, що мало більш

структуровані характеристики порівнянно з іншим (моторне мастило ММ № 1 в таблиці 4.20) [114].

Оптимальна концентрація ПАП визначалась еліпсометричним методом як така, при якій досягаються максимальні значення крайових кутів змочування мастила. З урахуванням об'єму мастила, що знаходиться в системі циркуляційного мащення в картер одного з дизелів додавалася необхідна кількості ПАП. До визначеного об'єму додатково додавалася 5 % ПАП – з метою компенсації втрати ПАП через її потрапляння в нерухомі об'ємі мастила, що знаходиться в кутах картера дизеля, а також арматурі та мастильних магістралях циркуляційної системи. Додавання потрібного обсягу ПАП здійснювалось у такий спосіб. Додавання першої порції ПАП, обсяг який відповідав 25 % від загального, експлуатація дизеля протягом 30 хвилин; додавання другої порції обсягом 25 % від загального та 30-ти хвилинна експлуатація дизеля; додавання решти обсягу ПАП – 50 % від загального обсягу. Після однієї години експлуатації дизеля, в систему циркуляційного мащення якого було додано 100 % необхідного обсягу ПАП, виконувалось вимірювання та контроль необхідних показників [224].

Оптичним методом еліпсометрії було визначено значення крайових кутів змочування та товщини мастильного шару. Визначення крайових кутів змочування та товщини мастильного шару виконувалося для об'єму мастила (рівного 2 мл), нанесеного на металеву поверхню, відполіровану за високим класом точності. Ці величини наведені у таблиці 5.6.

Таблиця 5.6

Структурні характеристики моторних мастил

Показник	ММ № 1	ММ № 2
Крайовий кут змочування, θ , град	27,8	17,2
Товщина мастильного шару, $d_{\text{мм}}$, мм	4,8	2,6

Примітка: ММ № 1 – моторне мастило з додаванням ПАП; ММ № 2 – моторне мастило без додавання ПАП

Номограми, що відображають структурні характеристики моторних мастил, наведені на рис. 5.6.

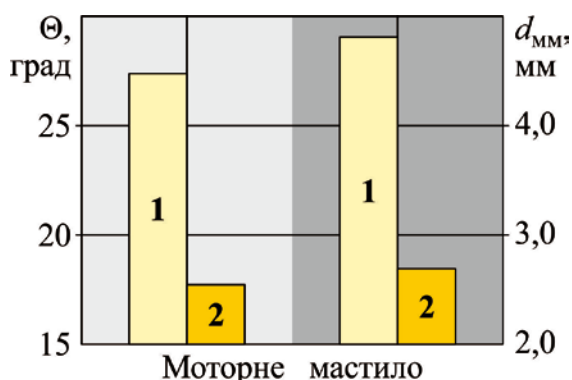


Рис. 5.6. Структурні характеристики моторних мастил:

1 – ММ № 1 (з додаванням до об'єму ПАП);

2 – ММ № 2 (без додавання ПАП);

Експлуатація дизелів проводилася з використанням суднових палив RME180 та DMAULS (основні характеристики палив наведені в п. 4.2.2).

Потреби судна в електроенергії забезпечувалися одним (у разі навантаження до 500 кВт) або двома паралельно працюючими дизелями (у разі навантаження понад 500 кВт). Дослідження виконували на режимах роботи, коли використовувалися два дизелі. Їх експлуатація здійснювалась на однакових навантаженнях. У систему мащення одного з дизелів додавалась ПАП. Третій дизель або перебував у стані stand-by, або експлуатувався на необхідному навантаженні (у разі, коли для забезпечення потужності споживачів було достатньо одного дизеля), при цьому перший та другий дизелі не експлуатувалися.

Перед початком експериментів дизелі перебували в однаковому технічному стані. На дизелях були перевстановлені деталі циліндропоршневої групи (втулки циліндрів, поршні, поршневі кільця) та кривошипно-шатунного механізму (шатуни та вкладиші мотилевих підшипників).

Для виконання завдання дослідження під час проведення експерименту визначався механічний ККД дизеля – η_m , а також фіксувалися значення TBN мастила у відповідні часові інтервали його роботи. Визначення механічного ККД здійснювалося методом постійної витрати палива, визначення TBN мастила виконувалося в судновій технічній лабораторії фірми Cylinder Scrape-Down Oil Analysis відповідно до рекомендованих технологій та послідовності.

Під час проведення експерименту контроль та діагностування технічного стану мастила виконувались шляхом триразового визначення BN з інтервалом відбору проб 1 год. Усереднені значення результатів експерименту наведено в таблиці 5.7.

Таблиця 5.7

Зміна TBN та ΔTBN моторних мастил за різних умов експерименту

Час, години	ММ № 1		ММ № 2	
	TBN	ΔTBN , %	TBN	ΔTBN , %
100	14,1	-0,70	14,0	-1,41
200	14	-1,41	13,5	-4,93
300	13,7	-3,52	13,1	-7,75
400	13,4	-5,63	12,6	-11,27
500	13,2	-7,04	12,2	-14,08
600	13,1	-7,75	11,8	-16,90
700	12,9	-9,15	11,3	-20,42
800	12,8	-9,86	10,9	-23,24
900	12,8	-9,86	10,7	-24,65
1000	12,7	-10,56	10,5	-26,06

Для всіх інтервалів вимірювань (від 100 до 1000 годин) значення TBN для ММ № 1 перевищувало аналогічне значення для ММ № 2. Порівняльну оцінку зміни TBN моторних мастил можна виконати за відносною величиною ΔTBN , яка визначається за виразом

$$\Delta TBN = \frac{TBN_t - TBN_{\text{ном}}}{TBN_{\text{ном}}} \cdot 100\%,$$

де TBN_t , $TBN_{ном}$ – значення TBN у певний проміжок часу та номінальне значення.

Значення ΔTBN наведені в таблиці 5.7. За значеннями таблиці 5.7 побудовані номограми, що відображають зміну TBN та ΔTBN моторних мастил – рис. 5.7, 5.8.

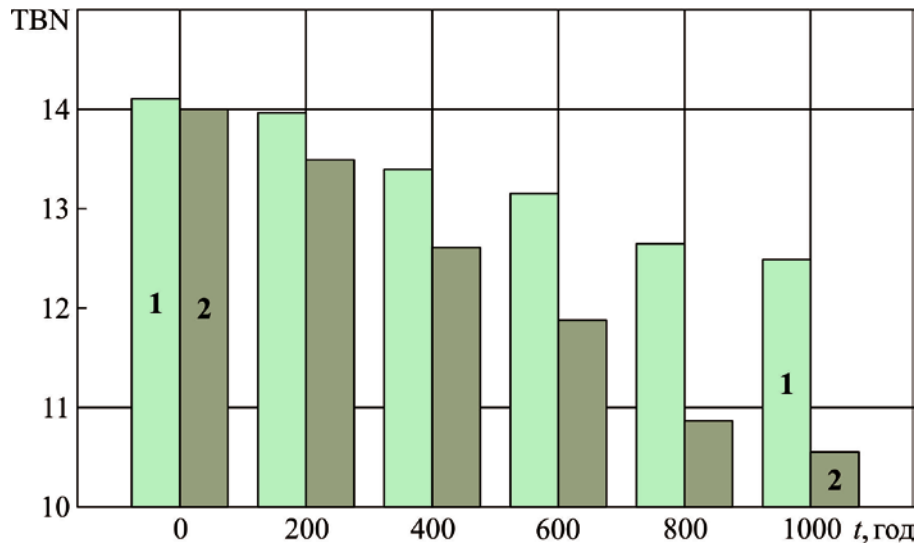


Рис. 5.7. Зміна TBN суднових моторних мастил:

1 – MM № 1; 2 – MM № 2

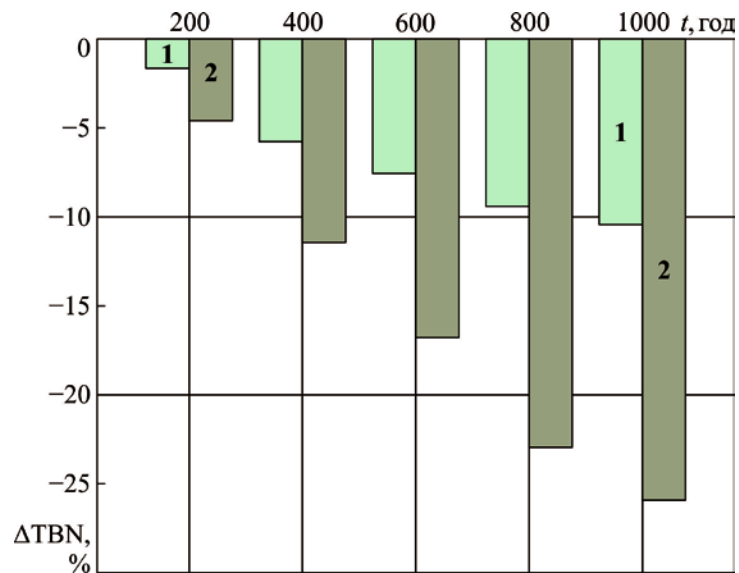


Рис. 5.8. Відносне зниження ΔTBN суднових моторних мастил:

1 – MM № 1; 2 – MM № 2

Визначення механічного ККД виконувалося на різних, але рівних між собою навантаженнях судових дизелів (у діапазоні 40...75 % від номінального значення). Значення механічного ККД наведено у таблиці 5.8.

Таблиця 5.8

Зміна механічного ККД η_m , %, судового дизеля Yanmar 6EY18AL
за різних умов експерименту

Час, години	Навантаження на дизель, %	ММ № 1	ММ № 2
100	55	87,7	84,5
200	50	86,3	83,0
300	40	83,8	80,1
400	45	84,1	80,7
500	60	87,7	84,8
600	60	87,6	84,8
700	75	88,6	86,3
800	70	88,3	85,8
900	75	88,7	86,3
1000	65	88,1	85,3

Відносне збільшення механічного ККД $\Delta\eta_m$ під час використання моторного мастила, структурні характеристики якого (крайовий кут змочування та товщина шару) мають більші значення, можна розрахувати за залежністю

$$\Delta\eta_m = \frac{\eta_{m1} - \eta_{m2}}{\eta_{m1}} \cdot 100\%,$$

де η_{m1} , η_{m2} – механічний ККД при використанні моторних мастил ММ № 1 та ММ № 2 в однаковий проміжок часу, %.

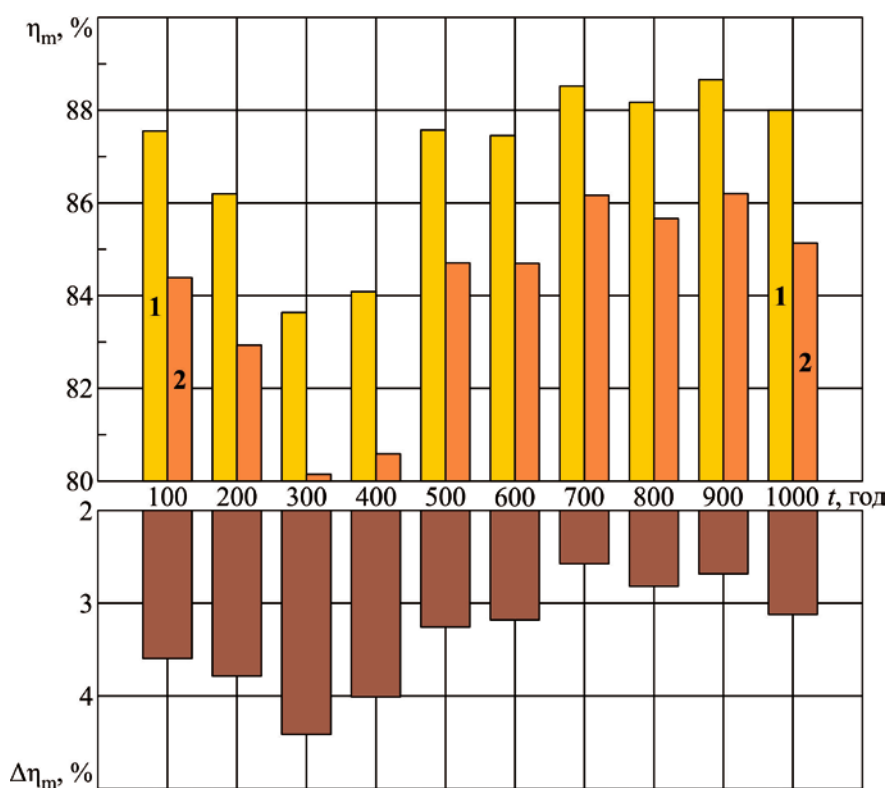
Значення $\Delta\eta_m$ для різного часу експлуатації судового дизеля Yanmar 6EY18AL наведено у таблиці 5.9.

Таблиця 5.9

Відносне збільшення механічного ККД $\Delta\eta_m$, суднового дизеля

Час, год	$\Delta\eta_m$, %	Час, год	$\Delta\eta_m$, %
100	3,65	600	3,2
200	3,82	700	2,6
300	4,42	800	2,83
400	4,04	900	2,71
500	3,31	1000	3,18

За результатами таблиць 5.8 та 5.9 побудовано номограми, наведені на рис. 5.9.

Рис. 5.9. Результати експерименту: η_m – механічний ККД, %; $\Delta\eta_m$ – відносне збільшення механічного ККД, %;

1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2

Під час проведення досліджень експлуатація дизелів виконувалася відповідно до правил технічної експлуатації, без механічних та теплових перевантажень. Значення всіх контрольованих параметрів дизеля перебували у допустимому діапазоні.

З метою збільшення масиву експериментальних даних та підтвердження раніше отриманих результатів цикл досліджень був поширений та виконувався на суднових СОД 6L16/24 MAN Diesel, які входили до складу допоміжної енергетичної установки судна типу General Cargo дедвейтом 15600 тонн. У циркуляційній системі мащення дизелів використовувалось моторне мастило Mobilgard ADL30 фірми Mobil, основні характеристики якого надані в таблиці 5.10 [74].

Таблиця 5.10

Основні характеристики моторного мастила Mobilgard ADL30 фірми Mobil

Показник	Значення
Клас SAE	30
Густина при 15°C, кг/м ³	894
В'язкість кінематична при 100 °C, сСт	5,21
В'язкість кінематична при 40 °C, сСт	143
Загальне лужне число (TBN)	14,4
Температура спалаху, °C	255

Принципова схема система циркуляційного мащення дизелів надана на рис. 5.10.

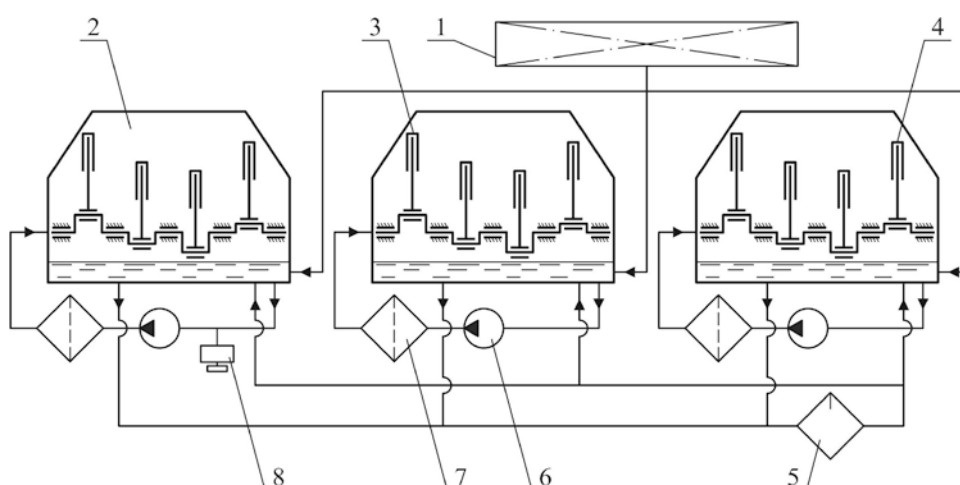


Рис. 5.10. Схема суднової системи циркуляційного мащення під час проведення експериментальних досліджень:

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

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

Дослідження виконувались на двох дизелях, що на початок випробувань мали однаковий ресурс (позиції 2, 3 на рис. 5.10). Під час випробувань дизелі експлуатувались на рівних між собою навантаженнях. У випадку, коли потужності двох дизелів (на яких проводились дослідження) було недостатньо, для забезпечення суднових потреб в електричній енергії, використовувався третій дизель (позиція 4 на рис. 5.10). Також лише цей дизель використовувався у випадку, коли для забезпечення потреби судна в електричній енергії вистачало потужності одного дизеля.

Як спосіб, що забезпечує підвищення структурних характеристик моторного мастила (а саме крайових кутів змочування), було обрано додавання ПАП. У науково-дослідницькій лабораторії було визначено оптимальну концентрацію ПАП в об'ємі моторного мастила, при якій забезпечуються максимальні кути змочування.

До системи мащення одного з дизелів (позиція 1 на рис. 5.10) за допомогою дозерного пристрою (позиція 8 на рис. 5.10) додавалась ПАП. Час введення ПАП до загального обсягу, який забезпечував підтримання її оптимальної концентрації, був визначений у попередніх дослідженнях та контролювався шляхом вимірювання остаточного лужного числа (Total Base Number – TBN) моторного мастила.

Дослідження виконувались під час переходів судна, тривалість яких становила 12...18 днів. При цьому (у зв'язку з відсутністю маневрових та швартових режимів, а також вантажних операцій) експлуатація дизелів відбувалася без стрибкоподібної зміни навантаження. Аналогічно до попередніх випробувань, стан паливної апаратури (паливних насосів

високого тиску та форсунок), а також її регульовальні параметри (тиск нагнітання, кут початку подачі палива) всіх дизелів були ідентичні. У системах мащення та охолодження дизелів підтримувалися однакові значення температури та тиску. Перед початком експериментів у циркуляційних системах мащення дизелів було повністю замінено мастило. Компенсація витрати мастила на вигар для кожного з дизелів виконувалася в обсязі 100 літрів через 100 годин експлуатації.

Експериментально підтверджено, що змащувальна здатність безпосередньо залежить від коефіцієнта поверхневого натягу рідких мастил. Показник поверхневого натягу нерозривно пов'язаний з явищем адгезії та з крайовим кутом змочування поверхні мастилом [225, 226].

Для визначення впливу крайових кутів змочування на якість перебігу процесу мащення виконувались комплексні дослідження, які полягали у визначенні структурних характеристик моторних мастил (крайового кута змочування та товщини адгезійного шару мастила), а також експлуатаційних показників моторного мастила (лужного числа та вмісту механічних домішок) та експлуатаційних показників суднового дизеля (механічного коефіцієнту корисної дії, тиску стиснення та температури випускних газів), мащення якого забезпечується цими мастилами.

Для виконання завдання дослідження під час проведення експерименту визначався механічний ККД дизеля – η_m , тиск стиснення – p_c , температура випускних газів $t_{вг}$, а також фіксувалися значення TBN мастила у відповідні часові інтервали його роботи. Визначення механічного ККД здійснювалося методом постійної витрати палива, визначення тиску стиснення та температури випускних газів – за допомогою системи діагностування показників робочого циклу суднового дизеля Doctor, визначення TBN мастила виконувалося в судновій технічній лабораторії фірми Cylinder Scrape-Down Oil Analysis відповідно до рекомендованих технологій та послідовності [37, 114].

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

Результати вимірювання цих показників для дизеля № 1 (до мастильної системи якого додавалась ПАП) та для дизеля № 2 (експлуатація якого виконувалася без додавання ПАП до мастила) наведені в таблиці 5.11

Таблиця 5.11

Результати експерименту

Час, години	Навантаження, %	Показник							
		TBN ₁	TBN ₂	$\eta_{\text{м1}}$, %	$\eta_{\text{м2}}$, %	$p_{\text{с1}}$, МПа	$p_{\text{с2}}$, МПа	$t_{\text{вг1}}$, °C	$t_{\text{вг2}}$, °C
1	70	14,4	14,4	88,3	88,3	10,2	10,2	281	281
100	75	14,3	14,2	88,4	88,3	10,3	10,2	283	285
200	70	14,3	14,1	88,1	87,8	10,1	10,0	283	288
300	45	14,1	13,7	84,2	83,7	9,4	9,2	253	259
400	50	14,1	13,4	85,2	84,2	9,6	9,4	259	268
500	55	14,0	13,0	85,5	84,7	9,7	9,4	266	276
600	70	13,8	12,1	87,7	86,3	9,9	9,5	278	288
700	65	13,6	11,6	85,3	84,1	9,8	9,4	273	283
800	40	13,5	11,4	83,7	82,1	9,4	9,0	255	265
900	45	13,5	11,2	84,6	83,0	9,5	9,0	259	272
1000	50	13,4	10,9	85,1	83,2	9,7	9,1	262	276

Примітка: TBN₁, $\eta_{\text{м1}}$, $p_{\text{с1}}$, $t_{\text{вг1}}$ – для дизеля № 1; TBN₂, $\eta_{\text{м2}}$, $p_{\text{с2}}$, $t_{\text{вг2}}$ – для дизеля № 2

В таблиці 5.12 наведені структурні показники моторних мастил (№ 1 – до складу якого додавалась ПАП та № 2 – експлуатація якого виконувалась без додавання ПАП) залежно від часу їх експлуатації в дизелі.

За результатами, що надані в таблицях 5.11, 5.12 побудовані номограми, які відображають зміну експлуатаційних показників дизеля 6L16/24 MAN Diesel (рис. 5.11, 5.12) та структурних характеристик моторного мастила Mobilgard ADL30 фірми Mobil (рис. 5.13).

Таблиця 5.12

Результати експерименту

Час, години	Показник			
	θ_1 , град	θ_2 , град	$d_{ш1}$, мм	$d_{ш2}$, мм
1	18,3	18,3	3,8	3,8
100	18,3	18,0	3,7	3,5
200	18,2	17,6	3,6	3,2
300	18,2	15,3	3,6	2,8
400	18,0	13,6	3,5	2,6
500	17,8	12,3	3,5	2,4
600	17,8	11,2	3,3	2,3
700	17,9	10,2	3,4	2,0
800	17,7	9,5	3,3	1,9
900	17,6	9,3	3,4	1,9
1000	17,5	9,1	3,3	1,7

Примітка: θ_1 , $d_{ш1}$ – для дизеля № 1; θ_2 , $d_{ш2}$ – для дизеля № 2

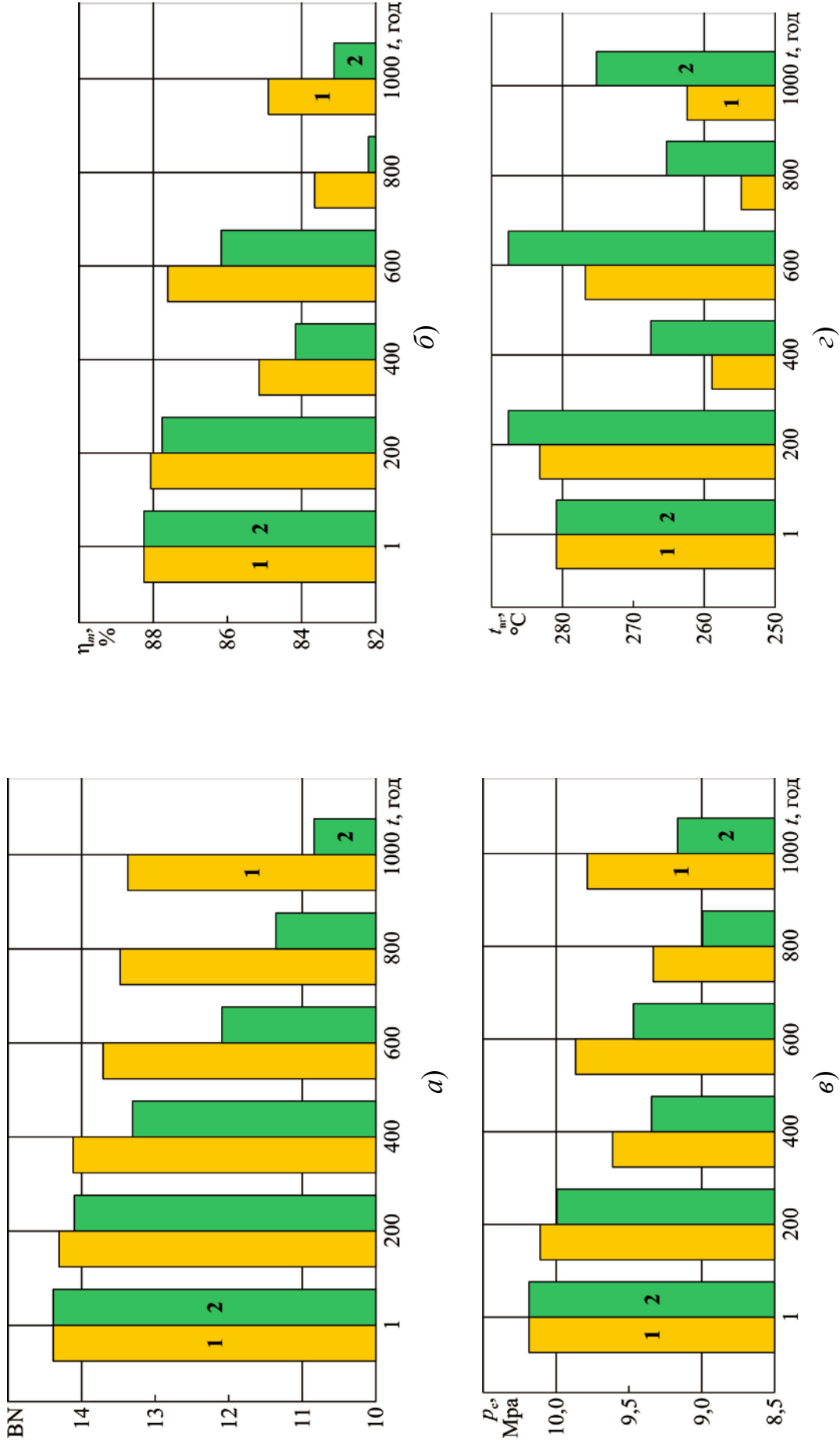


Рис. 5.1.1. Зміна експлуатаційних показників суднового дизеля 6L16/24 MAN Diesel та моторного мастила Mobilgard ADL30 фірми Mobil: а – загальне лужне число; б – механічний ККД; в – тиск стиснення; г – температура випускних газів; 1 – дизель № 1; 2 – дизель № 2

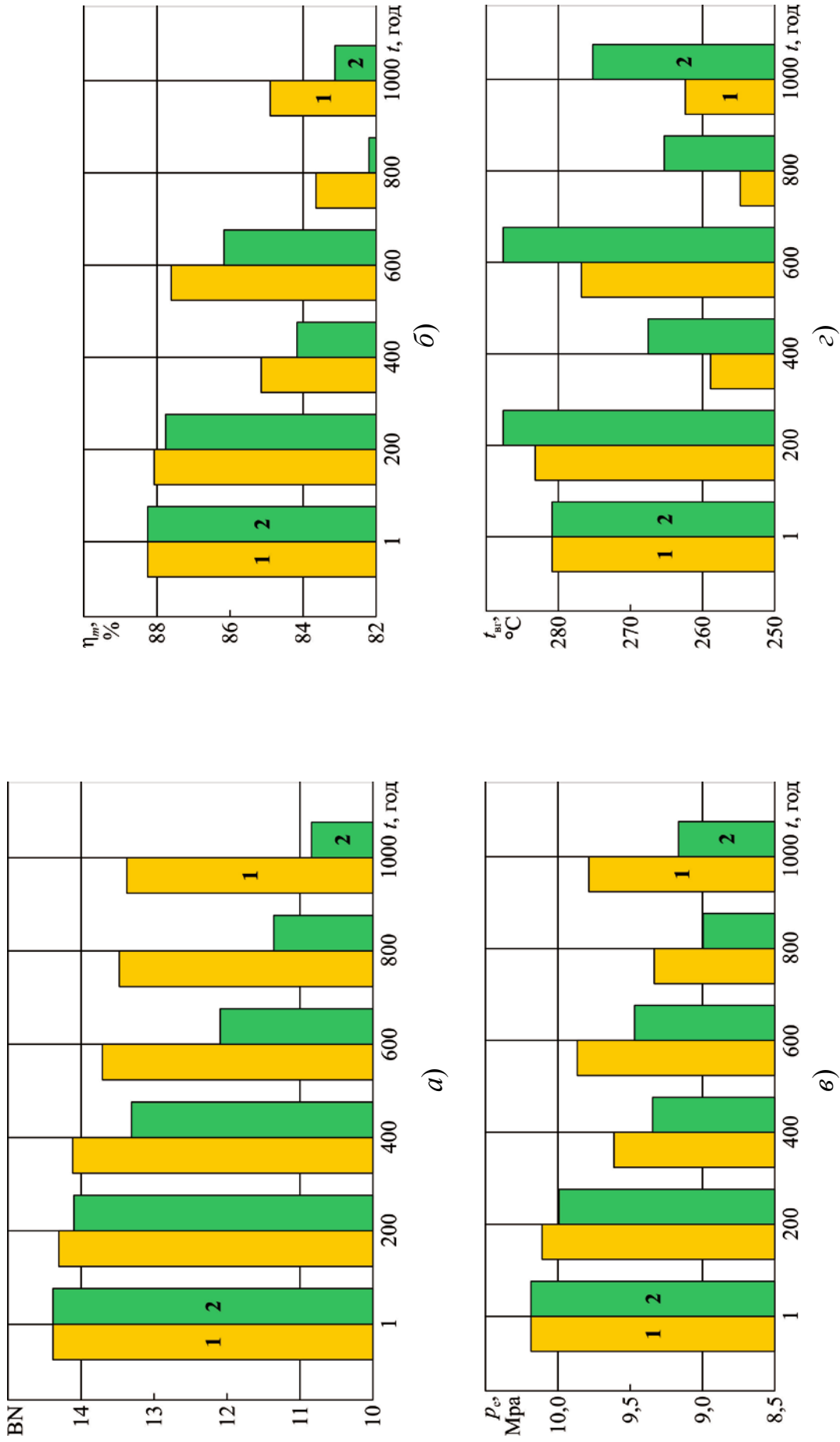


Рис. 5.12. Зміна експлуатаційних показників суднового дизеля 6L16/24 MAN Diesel та моторного мастила Mobilgard ADL30 фірми Mobil: *а* – загальне лужне число; *б* – механічний ККД; *в* – тиск стиснення; *г* – температура випускних газів; 1 – дизель № 1; 2 – дизель № 2

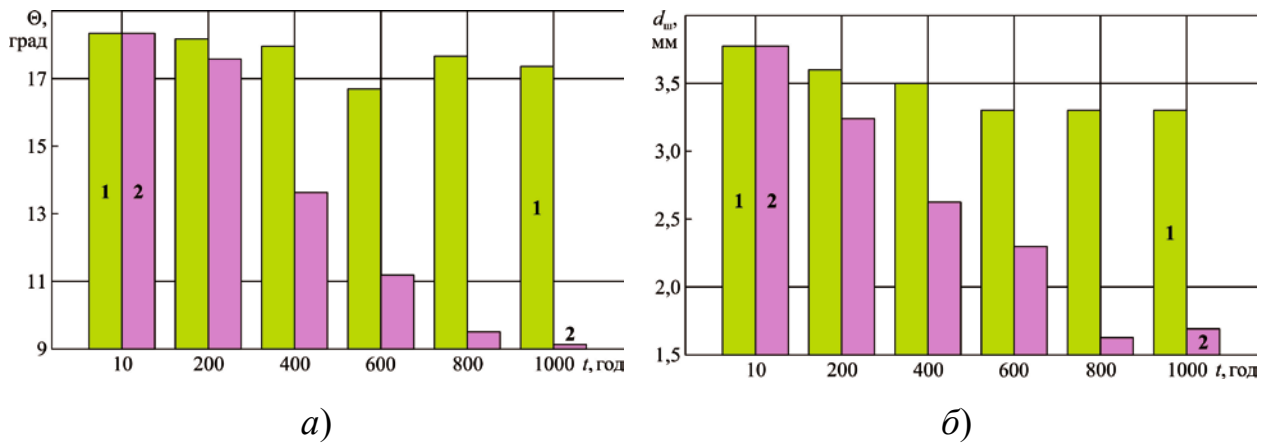


Рис. 5.13. Зміна структурних показників моторного мастила Mobilgard ADL30 фірми Mobil:

a – крайовий кут змочування; b – товщина адсорбційного шару;

1 – дизель № 1; 2 – дизель № 2

Як критерії забезпечення процесу мащення через абсолютні значення контрольованих параметрів ($t_{вг}$, η_m , p_c) визначались їх відносні відхилення:

збільшення тиску наприкінці стиснення

$$\Delta p_c = \frac{p_c^{\max} - p_c^{\min}}{p_c^{\min}} \cdot 100\%; \quad (5.1)$$

збільшення механічного ККД

$$\Delta \eta_m = \frac{\eta_m^{\max} - \eta_m^{\min}}{\eta_m^{\min}} \cdot 100\%; \quad (5.2)$$

зменшення температури випускних газів

$$\Delta t_{вг} = \frac{t_{вг}^{\max} - t_{вг}^{\min}}{t_{вг}^{\min}} \cdot 100\%; \quad (5.3)$$

збільшення загального лужного числа

$$\Delta TBN = \frac{TBN^{\max} - TBN^{\min}}{TBN^{\max}} \cdot 100\%. \quad (5.4)$$

де $p_c^{\max}, p_c^{\min}, \eta_m^{\max}, \eta_m^{\min}, t_{\text{вг}}^{\max}, t_{\text{вг}}^{\min}, \text{ТВН}^{\max}, \text{ТВН}^{\min}$ – максимальне та мінімальне значення показників дизелів у певний проміжок часу;

Результати розрахунків за виразами (5.1)-(5.4) з урахуванням часу вимірювань наведені в таблиці 5.13. За результатами таблиці 5.13 побудована комплексна діаграма, що відображає зміну показників в залежності від часу експлуатації дизеля – рис. 5.14 [74].

Таблиця 5.13

Результати розрахунку відносних відхилень показників

Час, години	Показник			
	$\Delta p_c, \%$	$\Delta \eta_m, \%$	$\Delta t_{\text{вг}}, \%$	$\Delta \text{ТВН}, \%$
100	0,97	0,11	0,7	0,69
200	0,99	0,34	1,77	1,39
300	2,13	0,59	2,37	2,84
400	2,08	1,17	3,47	4,96
500	3,09	0,94	3,76	7,14
600	4,04	1,60	2,92	12,32
700	4,08	1,41	3,66	14,71
800	4,26	1,91	3,92	15,56
900	5,26	1,89	5,02	17,04
1000	6,19	2,23	5,34	18,66

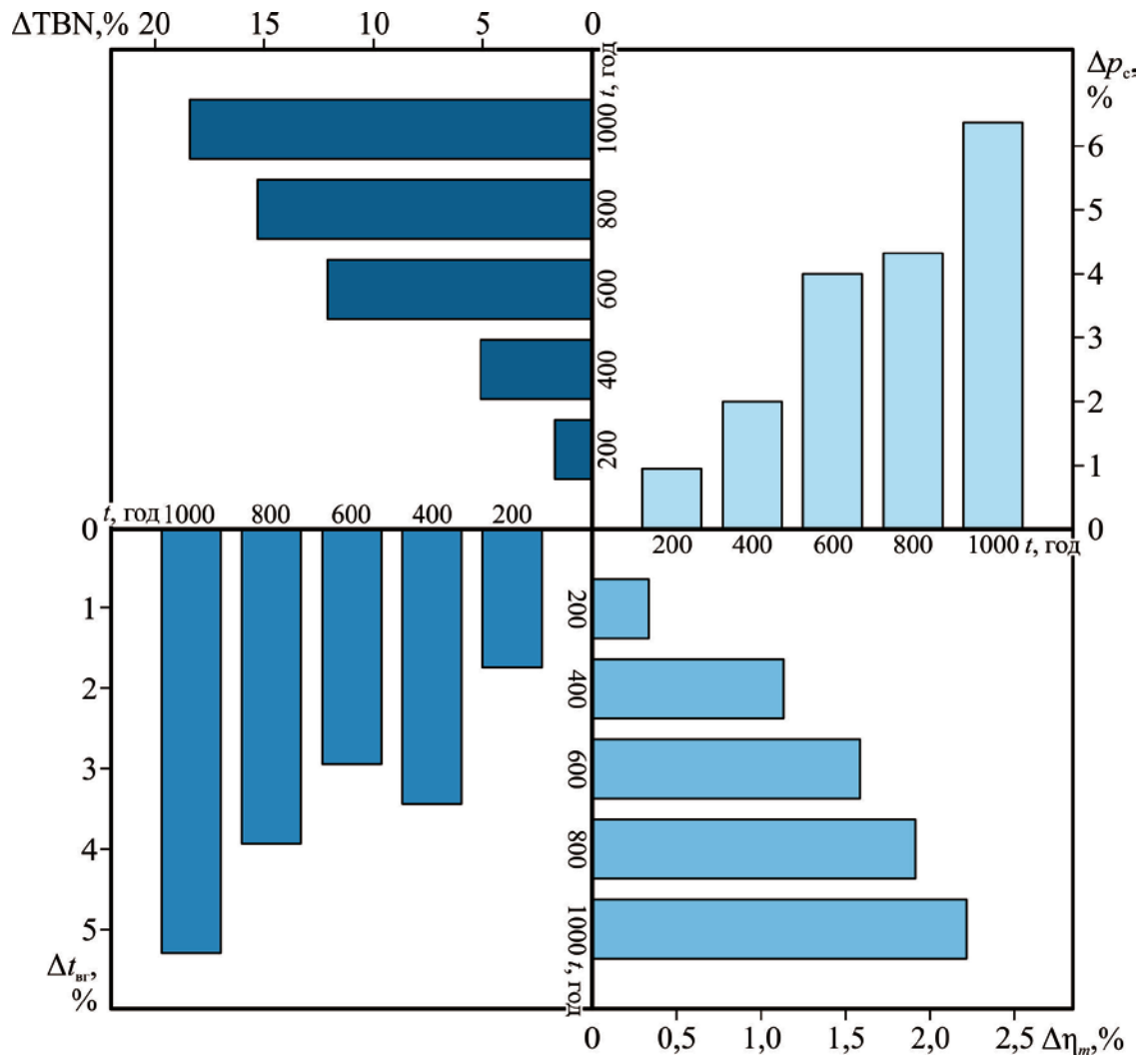


Рис. 5.14. Комплексна діаграма зміни контрольованих параметрів:
 Δp_c – відносне збільшення тиску стиснення; $\Delta \eta_m$ – відносне збільшення
 механічного ККД; $\Delta t_{вг}$ – відносне зменшення температури випускних газів;
 ΔTBN – відносне збільшення загального лужного числа

5.1.3. Забезпечення режимів мащення шляхом комплексного впливу на структурні характеристики моторного мастила

Як встановлено під час досліджень, результати яких наведені в п. 5.1.1 та 5.1.2, підвищення структурних характеристик моторного мастила (насамперед товщини мастильної плівки та крайових кутів змочування) засвоюється шляхом додавання до мастила ПАП та нанесення на поверхні тертя наношарів органічних покриттів. Наступним етапом дослідження було визначення комплексного управління структурними характеристиками моторного мастила (одночасного покриття поверхонь органічними речовинами та додавання ПАП в об'єм моторного мастила) як методу забезпечення процесу мащення суднових дизелів.

Дослідження виконувались на судні класу Bulk Carrier дедвейтом 37620 тонн. Як допоміжні двигуни на судні використовувались чотиритактні дизелі 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo з номінальною потужністю 960 кВт та частотою обертання колінчатого валу 900 об/хв. Спрощена схема системи циркуляційного мащення дизеля наведена на рис. 5.15 [227].

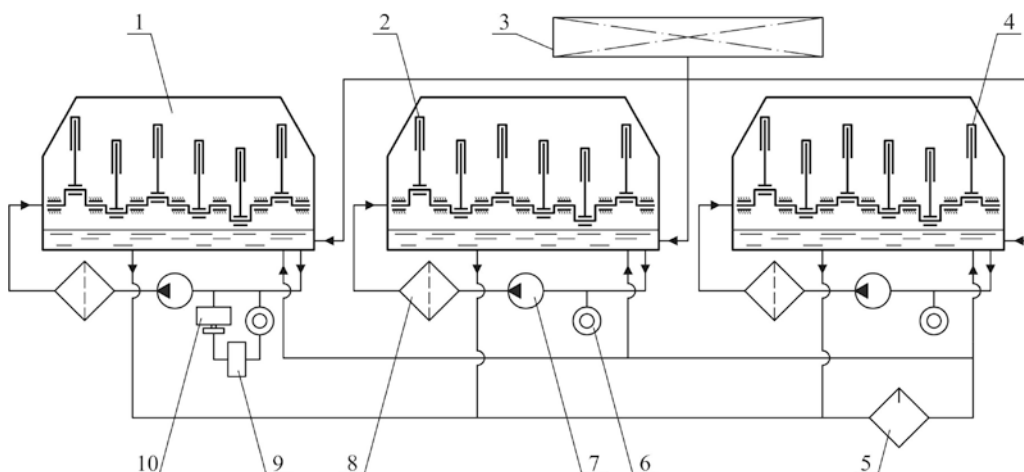


Рис. 5.15. Система циркуляційного мащення суднових дизелів 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo (фрагмент):

- 1 – дизель № 1; 2 – дизель № 2; 3 – витратна цистерна системи циркуляційного мащення; 4 – дизель № 3; 5 – сепаратор; 6 – витратомір;
7 – циркуляційний насос; 8 – фільтр; 9 – мікроконтролер;
10 – дозуючий пристрій

Забезпечення режимів мащення виконувалось у такій спосіб. Кожний з дизелів (№ 1 – позиція 1, № 2 – позиція 2, № 3 – позиція 4 на рис. 5.15) мав окремий циркуляційний насос 7, якій з картера дизеля через фільтр 8 спрямовував мастило до колінчатого валу. Продуктивність циркуляційного насосу визначалась за допомогою витратоміра 6. Далі мастило скрізь свердлення у валу та шатуні потрапляло до рамового, мотильового та головного підшипників. Це забезпечувало мащення підшипникових вузлів дизеля. Мащення циліндрової групи забезпечувалось через розбризкування та аеродиспергування мастила з картера дизеля. Сепарація мастила здійснювалась за допомогою відцентрового сепаратора 5 окремо для кожного з дизелів. Окрема циркуляція та сепарація мастила запобігала його змішуванню між системами мащення дизелів. Це сприяло коректному проведенню експериментів та підвищувало рівень оцінки технічного стану мастила для кожного дизеля. У системі циркуляційного мащення дизеля № 1 встановлювався дозуючий пристрій 10. За його допомогою до потоку мастила додавалась ПАП, до складу якої входили розчинені солі міді та олеат калію. Кількість ПАП регулювалась мікроконтролером 9 з урахуванням об'єму мастила, що вимірювався витратоміром. Оптимальна концентрація ПАП у мастилі була встановлена під час попередніх досліджень. Під час її визначення переважною вважалась здатність ПАП сприяти утворенню біля поверхні граничних шарів з більшою товщиною на більшими крайовими кутами змочування.

Експлуатація суднових дизелів 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo здійснювалась з використанням суднових моторних палив RMA10 (під час знаходження судна в зонах спеціального екологічного контролю емісії оксидів сірки – SECAs, у яких вміст сірки в паливі не повинен перевищувати 0,1 % за масою), а також VLSFO та RMG380 (під час експлуатації судна поза зонами SECAs, у яких дозволяється використовувати палива із вмістом сірки до 0,5 % за масою). Основні характеристики моторних палив RMA10, VLSFO та RMG380 наведені в таблиці 5.14.

Таблиця 5.14

Основні характеристики моторних палив

Характеристика	RMA10	VLSFO	RMG380
Густина за 15 °С, кг/м ³	922	949	991
В'язкість за 50 °С, мм ² /с	7,2	215	380
Температура спалаху, °С	65	70	76
Вміст сірки, %	0,08	0,44	0,5
Нижча теплотворна здатність, кДж/кг	42210	41860	41600

У циркуляційній системі мащення використовувалось моторне мастило Mobilgard320, яке відноситься до середньолужного класу та рекомендовано концерном MAN-Diesel&Turbo як мастило для суднових форсованих СОД, експлуатація яких тривалий час здійснюється на важких паливах із вмістом сірки до 0,5 % за масою. Основні характеристики моторного мастила Mobilgard320 наведені в таблиці 5.15.

Таблиця 5.15

Основні характеристики моторного мастила Mobilgard320

Характеристика	Значення
Густина за 15 °С, кг/м ³	863
В'язкість за 40 °С, мм ² /с	142
В'язкість за 100 °С, мм ² /с	14,6
Температура спалаху, °С	>200
Загальне лужне число (TBN), мгКОН/г	17,45

З метою визначення впливу структурних параметрів моторного мастила Mobilgard320 на експлуатаційні характеристики суднового дизеля 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo визначались його наступні показники: температура випускних газів $t_{вг}$, механічний ККД η_m , тиск наприкінці стиснення p_c .

Вимірювання всіх показників, що характеризують роботу дизеля, забезпечувалось системою контролю та діагностики Doctor [228]. Крім вказаних показників контролювались також усі інші, що необхідні під час технічного обслуговування та діагностування дизеля. У випадку, коли відхилення контрольованого показника перевищувало встановлені інструкцією з експлуатації значення, виконувалось його автоматичне регулювання шляхом нанесення регулюючої дії.

Основною характеристикою моторного мастила, зміна якої контролювалась під час випробувань та у подальшому використовувалась як критерій його стану, було загальне лужне число – TBN. Ця величина в певні проміжки часу визначалась за допомогою суднової діагностичної лабораторії фірми Unitor. Під час випробувань також контролювались інші показники моторного мастила – вміст води та механічних домішок, густина та в'язкість. Компенсація витрати мастила на вигар здійснювалась шляхом додавання мастила з витратної цистерни системи циркуляційного мащення (позиція 3 на рис. 5.15) до картера дизеля із розрахунку 100 літрів / 100 годин роботи.

На початок та під час проведення досліджень дизелі мали однаковий технічний стан елементів та обладнання, що входить до їх систем: паливної, мащення, повітряпостачання та випуску газів, а також збіжний час попередньої роботи. Також однаковими підтримувалися значення тиску та температури робочих речовин (мастила та води) у системах мащення та охолодження. Під час випробувань дизелі експлуатувались однаковий час на однаковому навантаженні, це контролювалось як за умови паралельної роботи дизелів (двох або трьох), також і за умови поодинокі роботи дизелів.

Визначення вказаних показників виконувалось кожні 100 годин роботи дизелів. При цьому значення навантаження на дизель під час фіксації показників відрізнялось від навантаження на аналогічного циклу вимірюваннях, що виконували в інший часовий проміжок. Але навантаження на різні дизелі в однаковий проміжок дослідження були однаковими.

Як показник, що характеризує структурні параметри моторного мастила, обирались товщина мастильного шару $d_{\text{мм}}$ та крайовий кут змочування. Їх визначення виконувалось у науково-дослідній лабораторії за допомогою оптичних методів, наведених в п. 3.3 [112, 151, 152].

Зміна структурних характеристик моторного мастила забезпечувалась шляхом використання ПАП та нанесенням тонкого шару (20...50 нм) органічних покриттів на поверхні тертя. ПАП додавалась до мастила впродовж всього часу проведення експерименту. Органічні покриття наносились на поверхні вкладишів підшипників колінчатого валу під час їх заміни. ПАП додавалась у циркуляційну систему лише одного з дизелів (позиція 1 на рис. 5.15), нанесення органічних покриттів виконувалось для вкладишів підшипників двох дизелів (позиції 1, 2 на рис. 5.15). На одному з дизелів (позиція 3 на рис. 5.15) ніяких із вказаних змін не виконувалось.

Відносна зміна показників, що визначались під час дослідження, розраховувалась за виразами (5.1)-(5.4).

З метою оцінки динаміки зміни TBN мастила за виразом

$$V_{\text{TBN}} = \frac{\text{TBN}_i - \text{TBN}_{i-1}}{t_i - t_{i-1}} \cdot 100 \quad (5.5)$$

визначалась швидкість його зміни, в якому позначення TBN_i , TBN_{i-1} , t_i , t_{i-1} відповідають поточному та попередньому значенням відповідних показників. Розмірність V_{TBN} – (мгКОН/г)/год, співмножник 100 введено з метою кращої візуалізації значень швидкості зміни TBN у зв'язку з їх невеликим абсолютним значенням.

Результати досліджень, а також розрахунків за виразами (5.1)-(5.5) наведені в таблицях 5.16, 5.17. При цьому під 1, 2, 3 прийнято: додавання до обсягу мастила ПАП та нанесення на поверхні вкладишів підшипників шару органічного покриття; нанесення на поверхні вкладишів підшипників шару органічного покриття; експлуатація без будь яких змін.

Таблиця 5.16

Результати досліджень

Час, год	Наванта- ження, %	Загальне лужне число, TBN, мгКОН/г			Температура випускних газів, $t_{вг}$, °C			Механічний ККД, η_m , %			Тиск стиснення, p_c , МПа		
		1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	70,0	17,4	17,4	17,4	282	283	283	88,2	88,2	88,1	9,6	9,6	9,55
200	75,0	17,3	17,2	16,9	285	287	291	88,9	88,8	88,5	9,75	9,7	9,6
400	65,0	17,0	16,8	16,2	272	274	278	87,3	87,1	86,5	9,45	9,35	9,15
600	60,0	16,9	16,5	15,5	263	263	271	85,9	85,6	84,6	9,15	9,0	8,75
800	80,0	16,8	16,3	14,8	293	296	306	89,3	89,1	88,3	9,8	9,7	9,55
1000	50,0	16,7	16,1	14,2	248	250	259	84,8	84,5	82,7	8,9	8,65	8,3

Таблиця 5.17

Результати розрахунку відносних відхилень параметрів

Час, год	Наванта- ження, %	Швидкість зміни TBN, V_{TBN}			Відносне зменшення $t_{вг}$, $\Delta t_{вг}$, %		Відносне збільшення η_m , $\Delta \eta_m$, %		Відносне збільшення p_c , Δp_c , %	
		1	2	3	1	2	1	2	1	2
200	75,0	0,15	0,25	0,55	2,11	1,39	0,46	0,34	1,56	1,04
400	65,0	0,3	0,4	0,7	2,21	1,46	0,92	0,69	3,28	2,19
600	60,0	0,1	0,3	0,7	3,04	3,04	1,53	1,18	4,57	2,86
800	80,0	0,1	0,2	0,7	3,38	3,38	1,13	0,91	2,62	1,57
1000	50,0	0,1	0,2	0,6	3,6	3,6	2,54	2,18	7,23	4,22

За результатами, що наведені в таблицях 5.16, 5.17, побудовані номограми, що відображають зміну контрольованих показників за різних умов експлуатації циркуляційної системи мащення дизелів 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo (рис. 5.16, 5.17).

Дослідження, що виконувалися в науково-дослідницькій лабораторії, дозволили встановити зміну структурних характеристик моторного мастила Mobilgard320 за різний час та різних умов експлуатації судового дизеля 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo (таблиця 5.18, рис. 5.18).

Таблиця 5.18

Результати лабораторних досліджень

Час, год	Товщина граничного шару, d_s , мкм			Крайовий кут змочування, θ , град			Товщина мастильного шару, d_{mm} , мм		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	13,7	13,3	10,7	32,4	26,3	21,7	4,4	4,2	3,4
200	13,5	12,8	10,2	31,8	26,0	17,6	4,3	4,0	3,1
400	13,1	11,6	8,7	31,3	23,3	15,3	4,2	3,8	2,5
600	12,8	10,6	7,7	29,1	23,0	14,2	4,2	3,7	2,3
800	12,6	10,3	6,8	27,7	21,8	12,6	4,1	3,6	2,2
1000	12,5	9,9	6,6	27,5	20,8	12,0	4,0	3,6	2,1

Зіставлення результатів, що наведені в таблиці 5.18 та на рис. 5.18, а також у таблицях 5.16, 5.17 та на рис. 5.16, 5.17, свідчить, що під час експлуатації моторного мастила, яке має більш виражені структурні параметри (більшу товщину впорядкованого граничного шару мастила, більший крайовий кут змочування, більшу товщину мастильного шару) забезпечуються на більш високому рівні енергетичні та теплотехнічні показники роботи дизеля, а також підтримуються експлуатаційні характеристики мастила.

Під час досліджень не було зафіксовано жодних критичних відхилень показників роботи дизеля. Фіксація та збереження результатів випробувань виконувалось за допомогою спеціального програмного забезпечення з управління активами на морських судах.

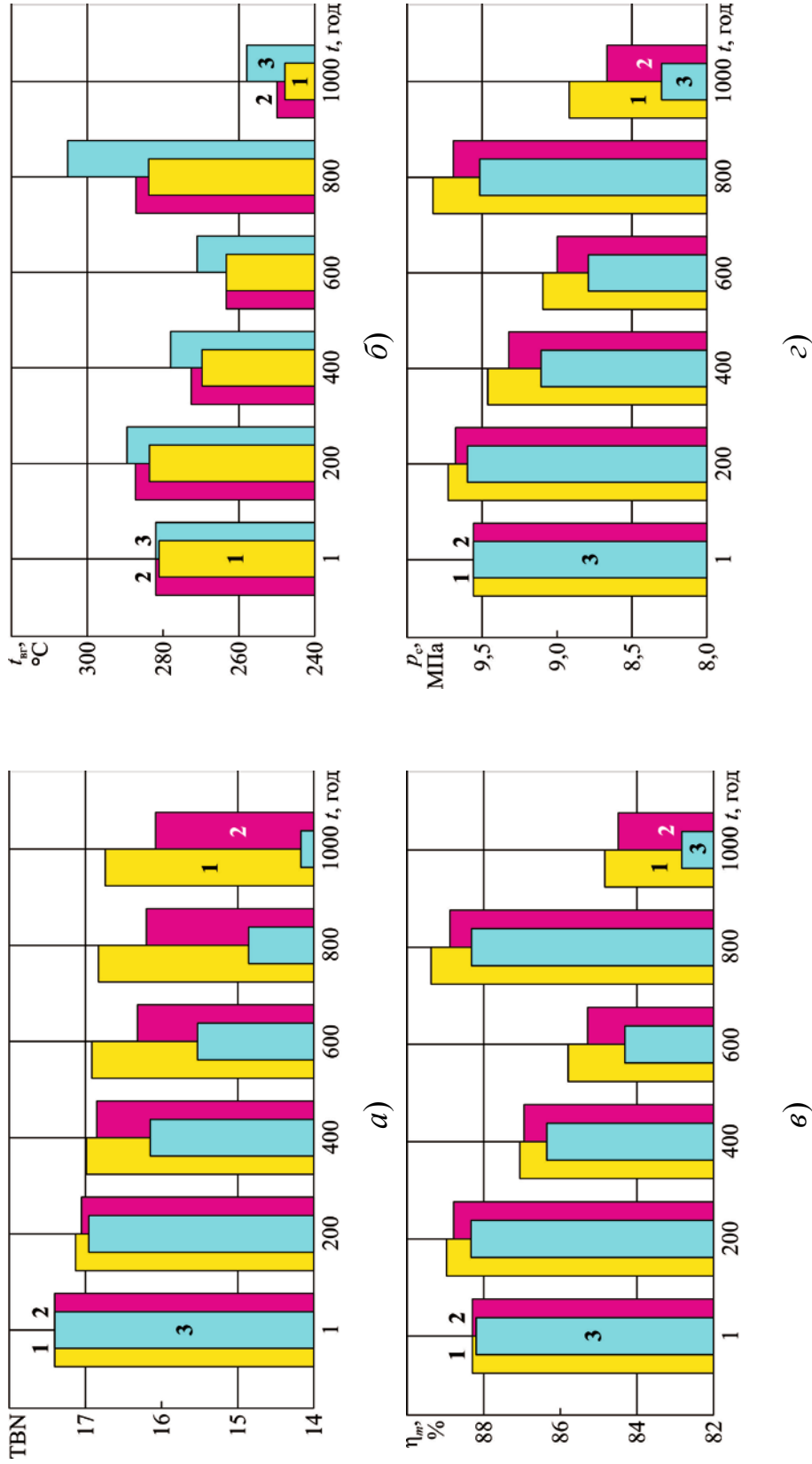


Рис. 5.16. Зміна контрольованих показників за різних умов експлуатації циркуляційної системи мащення дизелів 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo:

а – загальне лужне число; б – температура випускних газів; в – механічний ККД; г – тиск напирікніці стиснення;

1 – додавання до обсягу мастила ПАП та нанесення на поверхні вкладишів підшипників шару органічного покриття; 2 – нанесення на поверхні вкладишів підшипників шару органічного покриття; 3 – експлуатація без будь-яких змін

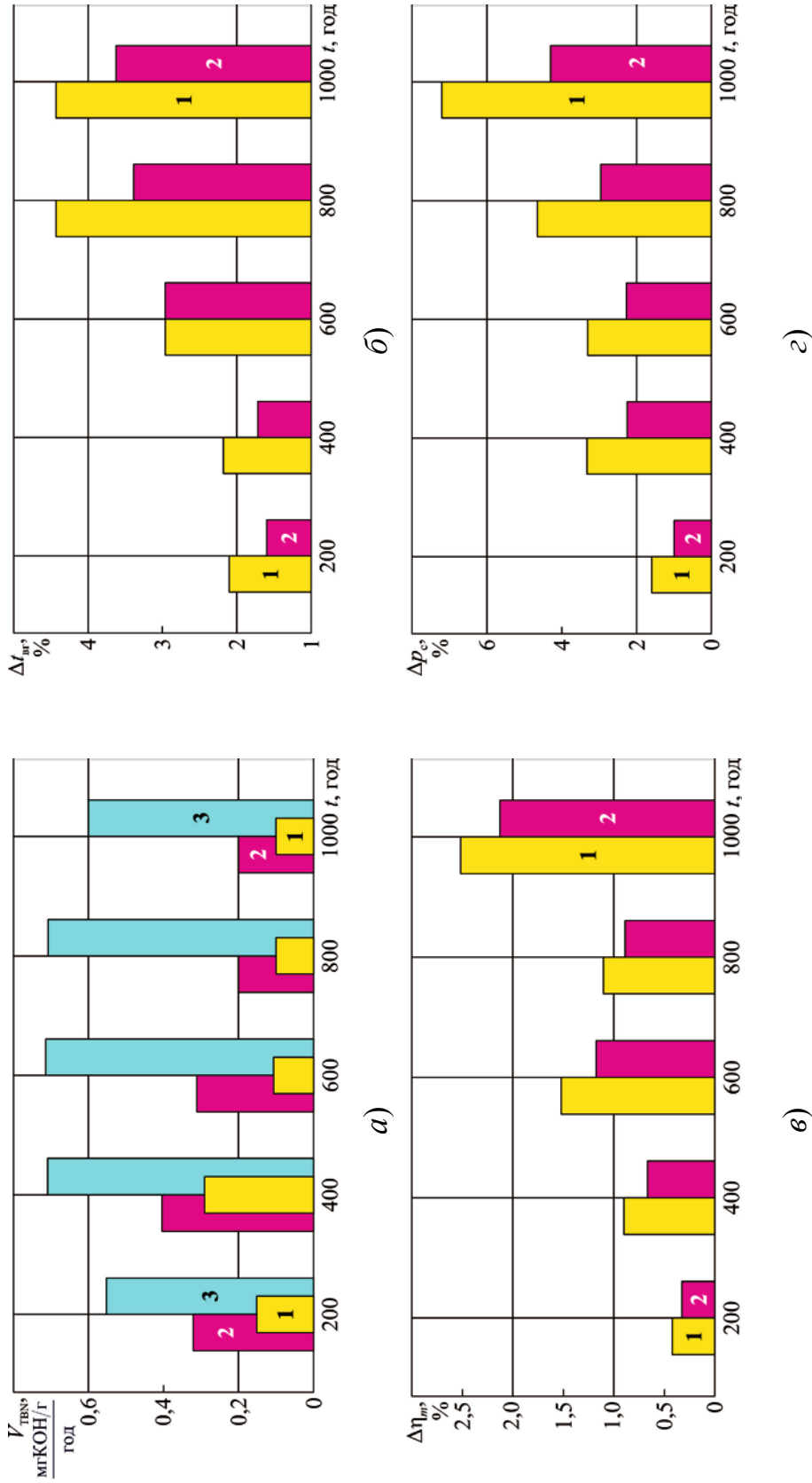


Рис. 5.17. Критерії забезпечення процесу мащення: а – швидкість зміни TBN;

б – зменшення температури випускних газів; в – збільшення механічного ККД;

г – збільшення тиску напругності стиснення;

1 – додавання до обсягу мастила ПАП та нанесення на поверхні вкладишів підшипників шару органічного покриття; 2 – нанесення на поверхні вкладишів підшипників шару органічного покриття;

3 – експлуатація без будь-яких змін

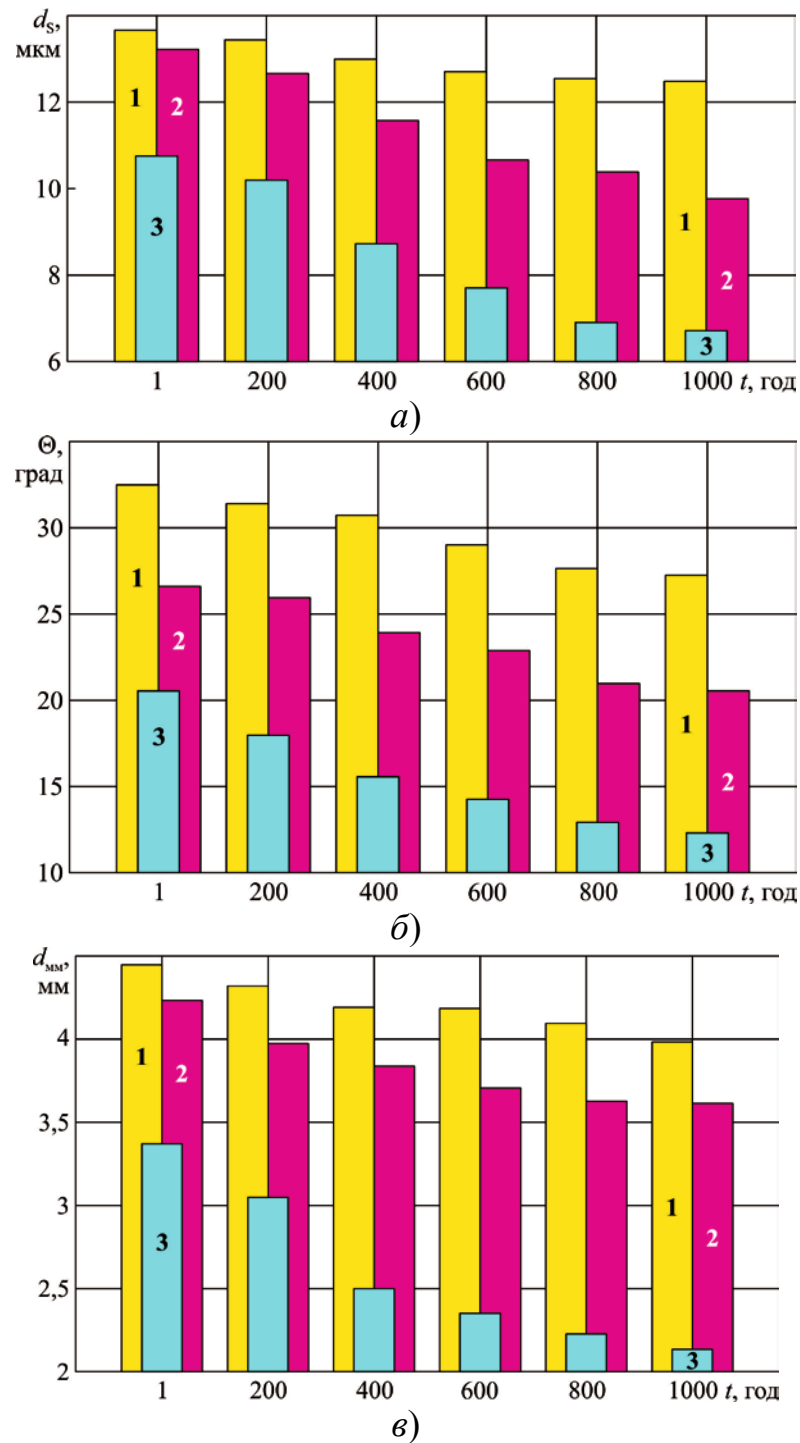


Рис. 5.18. Зміна структурних характеристик моторного мастила Mobilgard320 за різний час та різних умов експлуатації суднового дизеля 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo:

- 1 – додавання до обсягу мастила ПАП та нанесення на поверхні вкладишів підшипників шару органічного покриття; 2 – нанесення на поверхні вкладишів підшипників шару органічного покриття;
3 – експлуатація без будь-яких змін

5.2. Управління структурними характеристиками моторних мастил під

час експлуатації циліндрових систем мащення суднових дизелів

Як метод, що сприяє управлінню структурними характеристиками моторних мастил під час експлуатації циліндрових систем мащення суднових дизелів було обрано використання ПАП. Цей метод є найбільш сприятливим саме для МОД, які мають окрему цистерну циліндрового мастила до якої додається ПАП з потрібною концентрацією. Управління структурними характеристиками мастил, що використовуються в циліндрових системах мащення, за допомогою інших методів (наприклад, нанесення рідких або твердих покриттів на поверхні поршневих кілець або циліндрової втулки) вимагає більшого часу на їх виконання, а головне можливе лише під час розбирання або внутрішньої ревізії циліндрової групи дизеля.

Дослідження щодо визначення впливу структурних характеристик мастила на експлуатаційні показники суднового дизеля виконувались на МОД 8K80ME-MAN-Diesel & Turbo. Принципова схема системи циліндрового мащення та технологія подачі моторного мастила з різними характеристиками до різних циліндрів дизеля наведена на рис. 4.32 та описана в п. 4.3.2 [212].

Управління структурними характеристиками моторного мастила, що використовувалось під час експлуатації циліндрової системи мащення, виконувалось у такий спосіб. У витратну цистерну 1 (див. рис. 4.32) додавалась ПАП. Вибір мастильного матеріалу, до якого додавалась ПАП, визначався кращим із двох, що використовувались у системі циліндрового мащення, відповідно до значень структурних характеристик (див. таблицю 4.31). Оптимальне значення концентрації ПАП відповідало максимальному значенню крайових кутів змочування, які утворює мастило з доданою до її обсягу ПАП. Забезпечення рівномірного розподілу ПАП в об'ємі моторного мастила, що знаходилося у цистерні, виконувалось механічним способом. Значення крайових кутів змочування та товщини

мастильної плівки для моторного мастила з ПАП (кращого з мастил, опис яких надано в п. 4.3.2) та моторного мастила без додавання ПАП наведені в таблиці 5.19.

Таблиця 5.19

Структурні характеристики моторних мастил

Параметр	ММ № 1	ММ № 2
Крайовий кут змочування, θ , град	18,6	27,3
Товщина мастильного шару, $d_{\text{мм}}$, мм	3,1	4,4

Подібно попереднім дослідженням, результати яких наведені в п. 4.3.2, як критерій забезпечення процесу мащення приймалися значення часток залізу Fe, міді Cu та хрому Cr, які потрапляють у моторне мастило за результатом зношування поршневих кілець та циліндрової втулки, а також значення загального лужного числа TBN відпрацьованого мастила.

Результати виконаних досліджень наведено в таблиці 5.20 та на рис. 5.19.

Таблиця 5.20

Результати експерименту

Показник	Час експлуатації, години					
	40	80	120	160	200	240
Вміст домішок заліза у відпрацьованому мастилі, Fe, ppm*	$\frac{63}{42}$	$\frac{53}{40}$	$\frac{57}{33}$	$\frac{48}{36}$	$\frac{52}{28}$	$\frac{55}{27}$
Вміст домішок міді у відпрацьованому мастилі, Cu, ppm*	$\frac{26}{7}$	$\frac{37}{12}$	$\frac{36}{9}$	$\frac{27}{16}$	$\frac{17}{4}$	$\frac{23}{6}$
Вміст домішок хрому у відпрацьованому мастилі, Cr, ppm*	$\frac{5,3}{3,8}$	$\frac{4,7}{3,7}$	$\frac{5,7}{3,9}$	$\frac{5,2}{3,6}$	$\frac{5,2}{2,5}$	$\frac{4,4}{2,5}$
Загальне лужне число, TBN, мгКОН/г мастила*	$\frac{31}{43}$	$\frac{33}{47}$	$\frac{31}{44}$	$\frac{32}{48}$	$\frac{34}{46}$	$\frac{36}{47}$
Відносне зниження загального лужного числа, %	$\frac{38}{14}$	$\frac{34}{6}$	$\frac{38}{12}$	$\frac{36}{4}$	$\frac{32}{8}$	$\frac{28}{6}$

* – у чисельнику під час роботи з використанням ММ № 1, у знаменнику – ММ № 2;

** – початкове значення TBN обох мастил TBN=50

З метою підтвердження повторюваності та стабільності отриманих результатів, дослідження були продовжені в діапазоні часу 200...1000 годин. Їхні результати наведені в таблиці 5.21 та відображені на рис. 5.20.

Таблиця 5.21

Результати експерименту

Показник*	Час експлуатації, години				
	200	400	600	800	1000
Вміст домішок заліза в відпрацьованому мастилі, Fe, ppm	$\frac{52}{28}$	$\frac{53}{29}$	$\frac{48}{26}$	$\frac{52}{29}$	$\frac{49}{28}$
Вміст домішок міді в відпрацьованому мастилі, Cu, ppm	$\frac{32}{6}$	$\frac{24}{5}$	$\frac{36}{9}$	$\frac{35}{9}$	$\frac{27}{6}$
Вміст домішок хрому в відпрацьованому мастилі, Cr, ppm	$\frac{5,2}{3,5}$	$\frac{5,7}{3,4}$	$\frac{5,3}{2,9}$	$\frac{4,6}{2,4}$	$\frac{4,9}{2,4}$
Загальне лужне число, TBN, мгКОН/г мастила**	$\frac{34}{46}$	$\frac{33}{47}$	$\frac{32}{44}$	$\frac{31}{43}$	$\frac{33}{44}$
Відносне зниження загального лужного числа, %	$\frac{32}{8}$	$\frac{34}{6}$	$\frac{36}{12}$	$\frac{38}{14}$	$\frac{34}{12}$

* – у чисельнику під час роботи з використанням ММ № 1; у знаменнику – ММ № 2;

** – початкове значення TBN обох мастил TBN=50

Аналогічні випробування виконувались на судновому МОД 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo [112]. До мастила, яке мало більш виражені структурні характеристики за допомогою контролера 4 (див. рис. 4.30) додавалась ПАП. Оптимальна концентрація ПАП у мастилі сприяла підвищенню крайових кутів змочування зі значення $\theta=26,5$ град (див. таблицю 4.30) до значень $\theta=34,6$ град. Як основний показник, що характеризує якість процесу мащення та одночасно свідчить про рівень механічних втрат, приймався вміст металевих домішок (заліза Fe, міді Cu та хрому Cr) у відпрацьованому мастилі, а також TBN відпрацьованого мастила. Визначення цих показників виконувалось через кожні 40 год експлуатації дизеля. Узагальнені результати, що відображають середні значення цих показників протягом 1000 год експлуатації дизеля надані в таблиці 5.22.

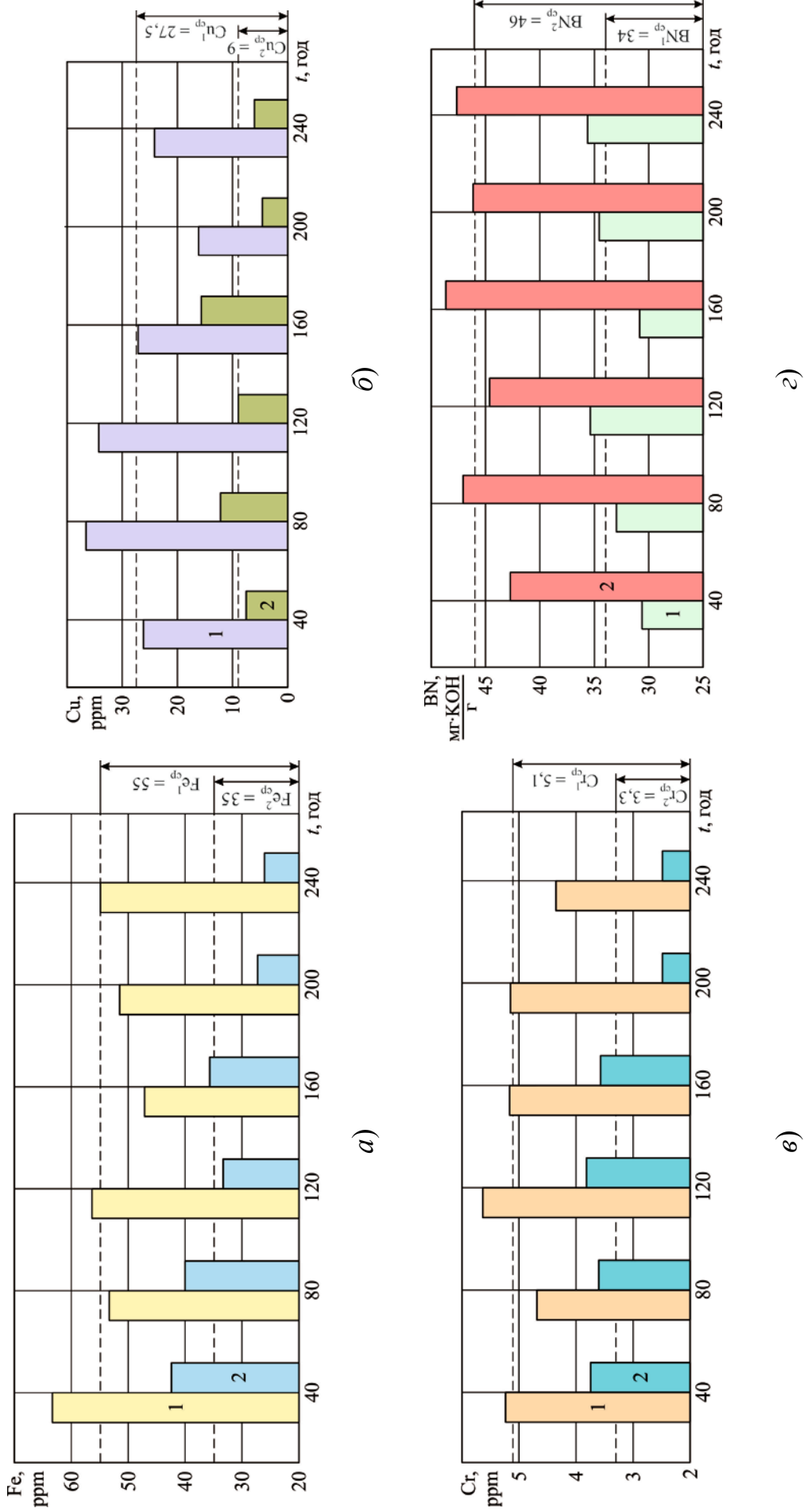


Рис. 5.19. Зміна вмісту домішок заліза (а), міді (б), хрому (в) та залишкового лужного числа (г) у відпрацьованому мастилі під час експлуатації суднового дизеля 8K80ME MAN-Diesel & Turbo з використанням різних циліндрових мастил: 1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2

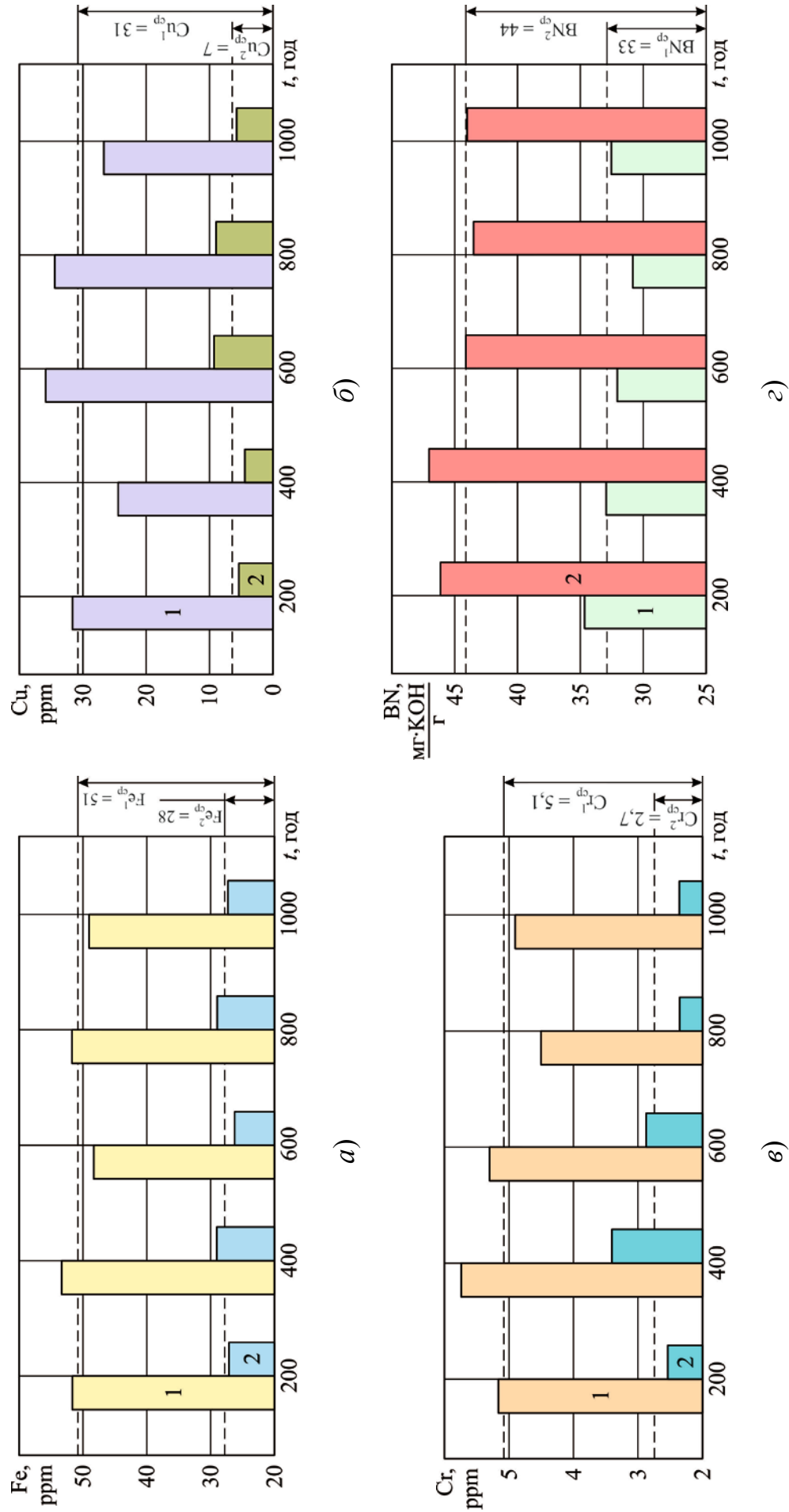


Рис. 5.20. Зміна вмісту домішок заліза (а), міді (б), хрому (в) та залишкового лужного числа (г) у відпрацьованому мастилі під час експлуатації суднового дизеля 8K80ME MAN-Diesel & Turbo з використанням різних циліндрових мастил: 1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2

Таблиця 5.22

Середні значення контрольованих показників моторних мастил протягом 1000 год експлуатації дизеля 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo

	Вміст металевих частинок			TBN*	Відносне зниження TBN, %
	Fe, ppm	Cu, ppm	Cr, ppm		
ММ № 1	22	4,5	3,2	33,5	16,3
ММ № 2	47	14,7	4,6	26,5	33,8

Примітки: * – початкове значення TBN обох мастил TBN=40;

ММ № 1 – моторне мастило з додавання ПАП;

ММ № 2 – моторне мастило без додавання ПАП.

За результатами таблиці 5.22 побудовані номограми, що відображають зміну наведених показників – рис. 5.21.

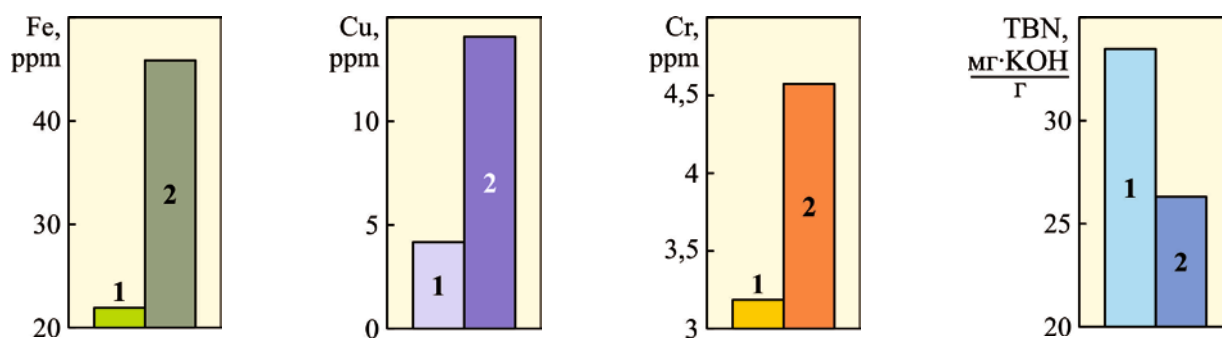


Рис. 5.21. Середні значення вмісту металевих частинок у відпрацьованому мастилі та TBN відпрацьованого мастила протягом 1000 год експлуатації дизеля 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo:

1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2

5.3. Аналіз енергетичної ефективності методів, що забезпечують процес мащення суднових дизелів

Ефективність будь-яких методів, що використовуються під час експлуатації морського та внутрішнього водного транспорту разом з спрямованістю, якій присвячені ці методи, визначається їх енергетичною ефективністю. Найбільш поширеним з усього спектру визначень «енергетична ефективність» для суден морського та внутрішнього водного транспорту є конструктивний коефіцієнт енергетичної ефективності (ККЕЕ). Цей термін пов'язаний з прийнятим у 2013 р. іншим поняттям – «Планом управління енергетичною ефективністю судна», розробка та виконання якого обов'язкова майже для всіх суден. ККЕЕ спрямовано на екологічну безпеку морських перевезень та визначає ефективність транспортування вантажів порівняно з кількістю витраченого палива та (що головне) кількістю викидів у довкілля оксидів вуглецю з випускними газами. Одночасно з цим оцінка енергетичної ефективності окремих методів, що сприяють підвищенню ефективності запропонованих технологічних рішень, виконується за скісними ознаками. Під час проведення досліджень за такі ознаки приймалися динамічні характеристики пускових режимів роботи суднових дизелів та механічні втрати, що виникають під час трансформації хімічної енергії палива у корисну роботу КШМ.

5.3.1. Аналіз динамічних характеристик пускових режимів роботи суднових дизелів під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками

Дослідження виконувались на двох суднових ВОД CatC18, що були встановлені на морському спеціалізованому судні дедвейтом 8340 тонн. Під

час проведення технічного обслуговування дизелів на поверхні вкладишів підшипників одного з дизелів було нанесено органічне покриття типу $Rf-COOH$. Це забезпечило підвищення структурної впорядкованості молекул моторного мастила, що утворює тонку мастильну плівку на поверхнях вкладишів підшипників, та відобразилось на збільшенні крайових кутів змочування та товщини мастильного шару. Зміна цих показників відображена в таблиці 5.23 [152].

Таблиця 5.23

Структурні характеристики моторного мастила за різних умов проведення експерименту на судновому дизелі CatC18

Моторне мастило	Ступінь впорядкованості молекул S	Товщина граничного шару d_s , мкм	Товщина мастильного шару d_{mm} , мм	Крайовий кут змочування θ , град
ММ № 1	0,52...0,55	14,3...14,6	3,8...3,9	18,8...21,3
ММ № 2	0,64...0,67	16,2...16,4	5,1...5,2	26,3...26,7

Примітка: ММ № 1 – моторне мастило без нанесення шару органічного покриття на поверхні вкладишів підшипника; ММ № 2 – моторне мастило з нанесенням шару органічного покриття на поверхні вкладишів підшипника

Як характеристики, за якими оцінювалася динаміка роботи дизелів під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками (крайовими кутами змочування та товщиною шару), приймалися закид частоти обертання $\Delta\omega$ та час виходу дизеля на новий режим роботи τ при стрибкоподібній зміні навантаження. Вимірювання частоти обертання виконувалося за допомогою електронного тахометра (встановленого на блоці управління дизелем), який додатково з'єднувався з портативним осцилографом. Вимірювання виконувались для пускового режиму (як найбільш динамічно навантаженого) та різних режимів зміни навантаження. Залежності $\omega=f(\tau)$, де τ – час роботи дизеля, для пускового режиму дизелів CatC18 наведена на рис. 5.22.

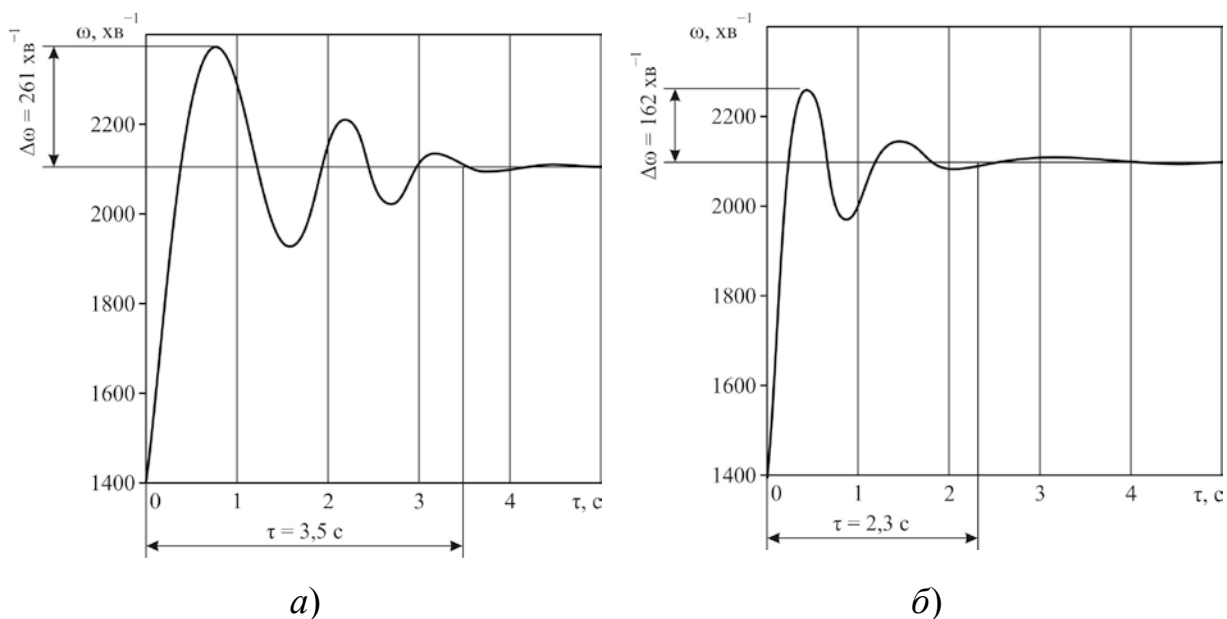


Рис. 5.22. Зміна частоти обертання суднового дизеля CatC18 при пусковому режимі: *а* – використання ММ № 1; *б* – використання ММ № 2

Результати, що наведені на рис. 5.23 свідчать про те, що збільшення структурних характеристик моторного мастила (товщини мастильного шару та крайового кута змочування) сприяє зменшенню закиду частоти обертання $\Delta\omega$ під час пуску дизеля та зниженню часу τ виходу дизеля на встановлений режим роботи.

Аналогічні дослідження виконували за умови зміни навантаження на дизелі. Технологія проведення експерименту полягала в наступному. Дизель працював на встановленому режимі, що відповідав 50 % навантаження. За рахунок перепідключення груп споживачів виконувалося стрибкоподібне збільшення навантаження на дизель та контроль необхідних показників. На новому режимі дизель експлуатувався протягом 20...30 хв, після чого виконувалося стрибкоподібне зниження навантаження з аналогічним контролем показників його роботи. Далі цикл досліджень повторювався для іншої зміни навантаження. Значення закиду частоти обертання $\Delta\omega$ та часу виходу на режим τ , що встановився, за різних умов проведення експерименту наведено в таблиці 5.24.

Таблиця 5.24

Результати експерименту

Марка моторного мастила	Закид частоти обертання, $\Delta\omega$, хв^{-1}				Час виходу на сталий режим, τ , с			
	збільшення навантаження на 20 %	зменшення навантаження на 20 %	збільшення навантаження на 30 %	зменшення навантаження на 30 %	збільшення навантаження на 20 %	зменшення навантаження на 20 %	збільшення навантаження на 30 %	зменшення навантаження на 30 %
ММ № 1	147	142	164	162	2,6	2,7	2,8	2,8
ММ № 2	128	127	136	132	1,8	1,7	1,9	1,8

Номограми, що відображають зміну динамічних характеристик дизеля CatC18 за умови експлуатації на різних моторних мастилах, наведені на рис. 5.23.

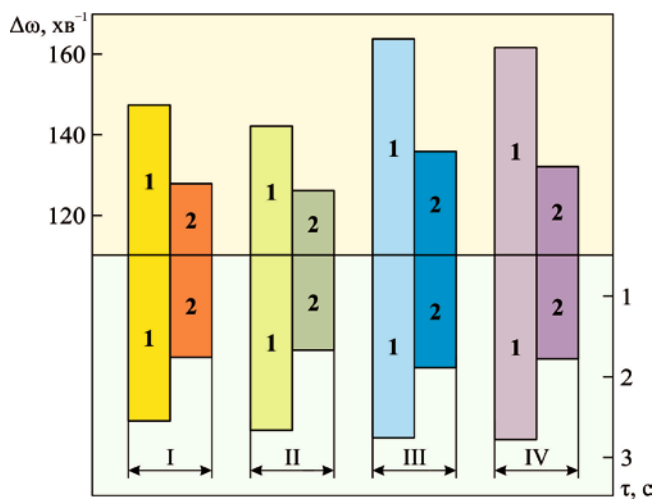


Рис. 5.23. Закид частоти обертання, $\Delta\omega$, хв^{-1} , та час виходу на сталий режим, τ , с, суднового дизеля CatC18:

a – використання ММ № 1; *b* – використання ММ № 2;

I – збільшення навантаження на 20 %; II – зменшення навантаження на 20 %;

III – збільшення навантаження на 30 %; IV – зменшення навантаження на 30 %

Усі експерименти, що проводились у суднових умовах, були узгоджені з технічним департаментом судноплавної компанії, виконувались кваліфікованими судновими механіками, не знижували надійність роботи суднової енергетичної установки та не впливали на безпеку морського судноплавства.

Запропонований метод оцінки динамічних характеристик суднових дизелів (за закидом частоти обертання та часом виходу на сталий режим роботи у випадку зміни навантаження) може використовуватися для будь-яких типів ДВЗ (МОД, СОД, ВОД, що виконують функції як головних, так і допоміжних двигунів).

5.3.2. Аналіз механічних втрат у суднових дизелях під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками

Потенційна енергія палива, що згоряє в циліндрі ДВЗ, за допомогою КШМ перетворюється на кінетичну енергію обертання колінчатого валу дизеля. Під час поступального руху поршня в циліндрі дизеля виникають неминучі втрати в трибологічній системі втулка циліндра – мастильний матеріал – поршневі кільця. Передача поступального руху поршня в обертальний рух колінчатого вала та пов'язаного з ним споживача енергії (гвинта, коли дизель виконує функції головного двигуна, або електричного генератора, якщо дизель виконує функції допоміжного двигуна) неможлива без використання підшипників ковзання (мотилевих та рамових), а також підшипників валопроводу (упорних та опорних). Саме в КШМ та вказаних підшипниках виникають основні втрати енергії, які відносять до категорії неминучих витрат під час отримання корисної роботи [229, 230]. Втрати енергії під час передачі корисної (індикаторної) потужності до споживача можуть становити 6...12 % – у разі експлуатації суднових ДВЗ на

номінальному режимі, і до 100 % – під час експлуатації на холостому ходу. Мінімізації цих втрат та забезпечення мінімальних значень протягом тривалого часу є актуальним завданням, на розв'язання якого спрямовані наукові дослідження, які проводять як дизелебудівні корпорації, так і окремі науково-виробничі фірми та інститути [231, 232].

Визначення або оцінка механічних втрат виконується непрямыми методами. Під час проведення досліджень як такі методи приймалися визначення механічного ККД дизеля (під час випробувань, що здійснювались у циркуляційних системах мащення суднових СОД) та визначення вмісту металевих домішок у відпрацьованому мастилi (під час випробувань, що здійснювались в циліндрових системах мащення суднових МОД) [233, 234].

Забезпечення процесу енергоперетворення з мінімально допустимими незворотними втратами під час поступального руху у вузлах тертя суднових ДВЗ можливе за рахунок керування реологічними характеристиками (в'язкістю та реологічною стійкістю) та якісними показниками (ступенем упорядкованості молекул, товщиною мастильного шару, крайовими кутами змочування) мастила, що поділяє контактуючі поверхні. Взаємозв'язок саме цих показників з енергетичною ефективністю суднових дизелів вивчався під час проведених випробувань.

Визначення механічного ККД суднових СОД виконувалось методом постійної витрати палива, при якому на кожному навантаженні дизеля витрачається одна й та сама вагова порція палива. Подібні дослідження виконувались для суднових дизелів 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group, 6EY18AL Yanmar, 6L16/24 MAN Diesel, 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo, у системах циркуляційного мащення яких використовувались моторні мастила з різними структурними характеристиками. Результати цих досліджень наведені в таблиці 5.25 [74, 151, 212, 227].

Таблиця 5.25

Механічний ККД суднових дизелів під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками

Судновий дизель	Крайовий кут змочування		Механічний ККД*	
	ММ № 1	ММ № 2	ММ № 1	ММ № 2
5L23/30 MAN-B&W Diesel Group	27,4	19,6	82,3...87,2	79,6...84,8
6EY18AL Yanmar	27,8	17,2	83,8...88,7	80,1...86,3
6L16/24 MAN Diesel	18,3	13,6	83,7...88,4	82,1...88,3
6L23/30 MAN-Diesel&Turbo	32,4	21,7	84,8...89,3	82,7...88,3

Примітка: * – наведені мінімальні та максимальні значення механічного ККД під час роботи дизеля на різних експлуатаційних режимах (в діапазоні 45...85 % від номінального навантаження)

Рівень механічних втрат для суднових МОД 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo та 8K80ME MAN-Diesel & Turbo визначався за вмістом металевих домішок у відпрацьованому мастилі, що використовувалось у системі циліндрового / лубрикаторного мащення. Результати цих досліджень наведені в таблиці 5.26 [112, 212].

Таблиця 5.26

Результати дослідження

Судновий дизель	Крайовий кут змочування, θ , град		Загальний вміст металевих часток (Fe, Cu, Cr) Σ_m , ppm	
	ММ № 1	ММ № 2	ММ № 1	ММ № 2
6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo	34,6	26,5	29,7	66,3
8K80ME MAN-Diesel & Turbo	27,3	18,6	37,7	87,1

За результатами таблиць 5.25, 5.26 побудовані номограми – рис. 5.24, 5.25, що відображають зміну показників, які характеризують енергетичні втрати дизеля, для моторних мастил з різними структурними характеристиками (під час побудови номограми, що відповідає механічному ККД дизеля, приймалось середнє значення цього показника з таблиці 5.25).

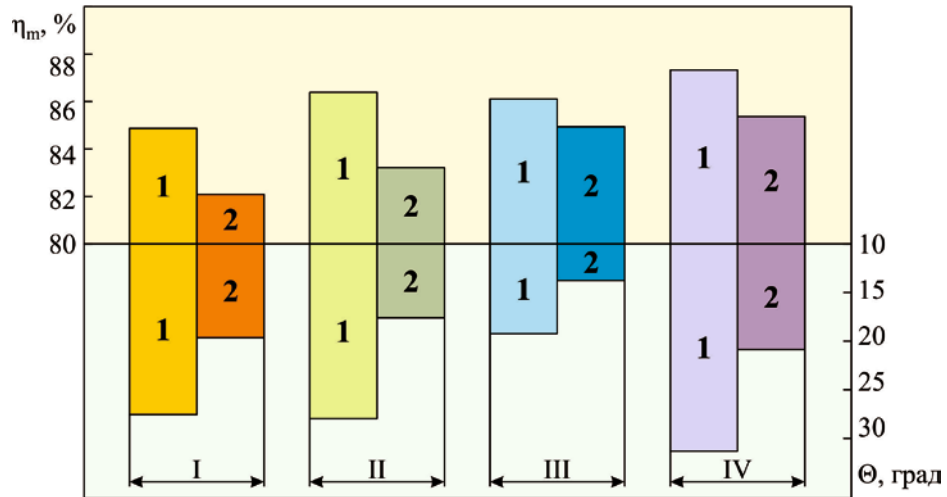


Рис. 5.24. Зміна механічного ККД дизелів та крайових кутів змочування моторних мастил з різними структурними характеристиками:

1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2;

I – 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group; II – 6EY18AL Yanmar;

III – 6L16/24 MAN Diesel; IV – 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo

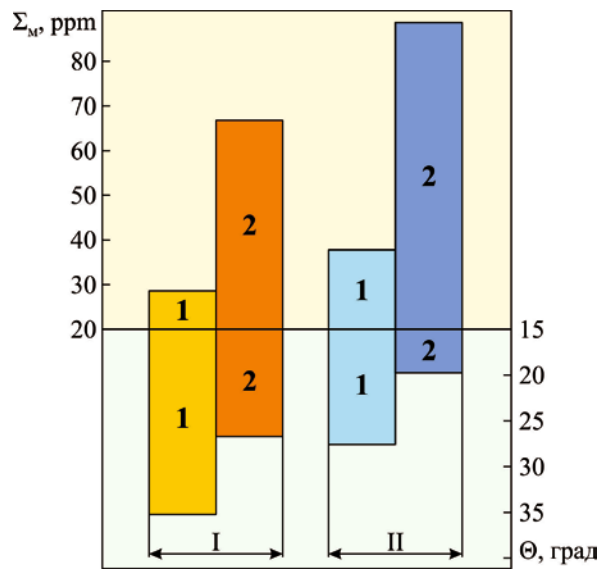


Рис. 5.25. Зміна вмісту металевих часток у відпрацьованому мастилі та крайових кутів змочування моторних мастил з різними структурними

характеристиками: 1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2;

I – 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo; II – 8K80ME MAN-Diesel & Turbo

5.4. Висновки за розділом 5

Результати, що отримані під час досліджень, дозволяють зробити наступні висновки.

1. Моторні мастила, що використовуються в циркуляційній системі мащення суднових чотиритактних дизелів, піддаються впливу високих температур (під час мащення деталей циліндрової групи) та високих тисків (під час мащення підшипників колінчатого валу). З часом це погіршує експлуатаційні характеристики моторного мастила при цьому:

- підвищується окислення мастила, що підтверджується зниженням загального лужного числа TBN);

- знижується гідравлічна щільність моторного мастила в парах тертя поршневі кільця – втулка циліндра та вал – вкладиш підшипника, що призводить до зменшення тиску наприкінці процесу стиснення;

- погіршуються пружнодемпфуючі властивості мастила, що супроводжується підвищенням температури випускних газів дизеля через закид зайвого мастила на дзеркало циліндрової втулки.

2. Як метод, що сприяє тривалому підтриманню експлуатаційних характеристик моторного мастила під час експлуатації циркуляційних систем мащення, забезпеченню режимів мащення та експлуатаційних показників суднових чотиритактних дизелів, доцільно виконувати активацію його структурних характеристик. Найбільш доцільним та зручним варіантом для суднових СОД є використання поверхнево-активних речовин та нанесення на контактні поверхні додаткових наношарів спеціальних органічних покриттів. При цьому (для діапазону експлуатації дизеля та його системи циркуляційного мащення 1...1000 год) збільшується наступні структурні характеристики мастила:

- товщина впорядкованого граничного шару моторного мастила зі значень 6,6...10,7 мкм до значень 12,5...13,7 мкм;

- крайовий кут змочування зі значень 12,0...21,7 град до значень 27,5...32,4 град;

- товщина мастильного шару зі значень 2,1...3,4 мм до значень 4,0...4,4 мм.

Це (для різних режимів навантаження дизеля та різного часу його експлуатації) забезпечує:

- зниження швидкості окислення моторного мастила зі значень 0,55...0,7 (мгКОН/г)/год у випадку звичайної експлуатації циркуляційної системи мащення до 0,2...0,4 (мгКОН/г)/год у випадку нанесення на поверхні вкладишів підшипників шару органічного покриття та до 0,1...0,3 (мгКОН/г)/год у випадку додавання до обсягу мастила ПАП та нанесення на поверхні вкладишів підшипників шару органічного покриття;

- зниження на 1,4...4,4 % температури випускних газів;
- збільшення на 0,34...2,54 % механічного ККД дизеля;
- збільшення на 1,04...7,23 % тиску наприкінці стиснення.

3. Як метод, що сприяє керованому впливу на структурні характеристики мастил під час експлуатації циліндрових систем мащення судових дизелів, найбільш доцільно використання ПАП. Цей метод є найбільш сприятливим саме для судових МОД, які мають окрему цистерну циліндрового мастила, до якої додається ПАП з потрібною концентрацією.

Зміна структурних характеристик судових мастил, що використовувались у системі циліндрового мащення судового дизеля 8K80ME-MAN-Diesel & Turbo, яка полягала в збільшенні крайових кутів змочування зі значення 18,6 град до значення 27,3 град, а також товщини мастильного шару з 3,1 мм до 4,4 мм забезпечила (за проміжок часу експлуатації дизеля 1000 годин):

- 1,75 кратне зменшення вмісту домішок заліза у відпрацьованому мастилі;
- 4,5 кратне зменшення вмісту домішок міді у відпрацьованому мастилі;
- 2,1 кратне зменшення вмісту домішок хрому у відпрацьованому мастилі;

- 2,8 кратно уповільнення зниження загального лужного числа відпрацьованого мастила.

Зміна структурних характеристик суднових мастил, що використовувались в системі циліндрового мащення суднового дизеля 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo, яка полягала в збільшенні крайових кутів змочування зі значення 26,5 град до значення 34,6 град забезпечила (за проміжок часу експлуатації дизеля 1000 годин):

- 2,1 кратно зменшення вмісту домішок заліза у відпрацьованому мастилі;

- 3,3 кратно зменшення вмісту домішок міді у відпрацьованому мастилі;

- 1,5 кратно зменшення вмісту домішок хрому у відпрацьованому мастилі;

- 2,1 кратно уповільнення зниження загального лужного числа відпрацьованого мастила.

4. Енергетична ефективність використання методів керованого впливу на структурні характеристики моторних мастил та забезпечення за рахунок цього режимів мащення дизелів морських суден може бути оцінена за непрямыми ознаками – динамічними характеристиками пускових режимів роботи суднових дизелів та механічними втратами, що виникають під час трансформації хімічної енергії палива в корисну роботу КШМ. Встановлено, що для моторного мастила, яке використовується в системі циркуляційного змащування суднового дизеля CatC18 фірми Caterpillar, за рахунок нанесення органічних покриттів на поверхні підшипників вкладишів можливе підвищення його структурної однорідності. При цьому, зокрема, збільшується значення крайових кутів змочування (з 18,8...21,3 град до 26,3...26,7 град) та товщина мастильного шару (з 3,8...3,9 мм до 5,1...5,2 мм). Це забезпечує перебіг динамічних перехідних процесів суднового дизеля CatC18 з меншим закидом частоти обертання та меншим часом виходу на новий сталий режим роботи. Це зумовлено тим, що зі збільшенням структурних характеристик граничних шарів моторних мастил зростають їх пружнодемпфуючі властивості та підвищується динамічна стійкість колінчатого вала дизеля.

Також для суднових дизелів 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group, 6EY18AL Yanmar, 6L16/24 MAN Diesel, 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo виявлено, що збільшення крайового кута змочування моторних мастил зі значень 13,6...21,7 град до 18,3...30,4 град сприяє підвищенню механічного ККД зі значень 79,6...88,3 % до значень 82,3...89,3 %.

5. Вказане є прямим доказом забезпечення процесів мащення суднових дизелів та непрямою ознакою підвищення надійності їх роботи.

ВИСНОВКИ

Дисертаційне дослідження спрямоване на розв'язання науково-прикладного завдання – забезпечення процесів мащення циліндрової групи та підшипників ковзання дизелів суден річкового та морського транспорту.

Процеси мащення є невід'ємним супутником експлуатації дизелів, що встановлені на судах морського та внутрішнього водного транспорту, та забезпечують їх надійну та безперервну роботу, а також сприяють підтриманню їх експлуатаційних показників та технічного стану.

Головним науковим результатом дисертаційної роботи є доведена та практично підтверджена теза, що забезпечення режимів мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту здійснюється шляхом керованого впливу на структурні характеристики моторного мастила (а саме на крайові кути змочування та товщину мастильної плівки) що поділяє контактуючі поверхні циліндрової групи та підшипників ковзання дизелів.

Основні наукові та практичні результати дисертаційного дослідження.

1. Моторні мастила, що забезпечують процес мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту, попереджують безпосередній контакт поверхонь, розділяючи їх між собою тонким шаром мастильної плівки. До основних показників цієї плівки, що відображають її структурні характеристики, відносяться крайовий кут змочування θ_m та товщина d_{mm} . Дослідження, що були виконані для моторних мастил Castrol TPL 123, Castrol Vection 15W40, Castrol CL 30, Castrol CL 40, Castrol CL 50, Chevron Taro 40 XL 40, LukLub Marime NAVIGO TPEO 15/30, Shell Gadinia AL 40, Shell Rimula R4X 15W40, Shell Rimula X15, Texaco Special HT 40, Total Lub Marime AURELIA TI 15/30, визначили, що значення цих показників знаходиться в межах $\theta_m=17,2...26,5$ град, $d_{mm}=2,6...4,1$ мм. Їх збільшення забезпечує гідравлічну щільність трибологічної системи

циліндрова втулка – мастильна плівка – поршневі кільця, або вкладиш підшипника – мастильна плівка – вал.

2. Кількісним критерієм структурних характеристик тонких мастильних плівок, що поділяють контактуючі поверхні судових дизелів під час процесів гідродинамічного та граничного мащення, є товщина мастильного шару, її збільшення підвищує розклинювальний тиск між поверхнями та попереджує їх безпосередні контакти. Якісним критерієм структурних характеристик тонких мастильних плівок є крайові кути змочування, що утворюють мастильні плівки на металевих поверхнях. Їх збільшення підвищує сили поверхневого натягу мастила та попереджує виникнення витоків мастила з трибологічної системи циліндрова втулка – мастильна плівка – поршневі кільця, або вкладиш підшипника – мастильна плівка – вал та забезпечує наявність мастильного матеріалу між контактуючими поверхнями під час процесу мащення.

3. Керований вплив на структурні характеристики тонких мастил плівок можливий через додавання до їх об'єму поверхнево активних присадок та покриття контактуючих поверхонь спеціальними органічними покриттями. Це сприятиме посиленню міжмолекулярної взаємодії всередині мастильної плівки та збільшенню поверхневих Ван-дер-Ваальсових сил, що діють на мастильну плівку з боку металевої поверхні, що, у свою чергу, призводить до збільшення структурних характеристик моторного мастила, зокрема збільшує крайові кути змочування та товщину мастильного шару.

4. Для судових високо- та середньообертових дизелів Volvo Penta TMDA 163A, Caterpillar CatC18, 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group, Yanmar 6EY18AL експериментально встановлено, що за однакових умов експлуатації під час використання моторних мастил, які мають більш виражені структурні характеристики (а саме, більші значення крайових кутів змочування та товщини мастильного шару), забезпечується:

- зменшення швидкості зміни загального лужного числа та сповільнення зниження загального лужного числа за певний час експлуатації дизеля;

- зменшення вмісту в моторному мастилі часток, що характеризують знос контактних поверхонь;

- зменшення вмісту в моторному мастилі часток, що характеризують його забруднення продуктами горіння палива та окислювання.

Також за цих умов перебіг робочого процесу дизелів характеризується більш високими значеннями тиску наприкінці стиснення, меншими значеннями температури випускних газів, а також меншою концентрацією оксидів азоту у випускних газах, що обумовлюється підвищенням гідравлічної щільності в елементах циліндрової групи під час забезпечення процесу мащення за допомогою мастил, що мають більш високі значення структурних характеристик (крайових кутів змочування та товщини мастильного шару).

5. Для суднових малооборотних дизелів 6S60ME MAN-Diesel & Turbo та 8K80ME MAN-Diesel & Turbo експериментально встановлено що за однакових умов експлуатації під час використання моторних мастил, які мають більші значення крайових кутів змочування та товщини мастильного шару, забезпечується:

- збільшення загального лужного числа відпрацьованого мастила;
- зменшення зносу контактних поверхонь циліндрової групи, що відображається в зменшенні вмісту металевих домішок у відпрацьованому мастилі.

6. Шляхом комплексного керування структурними характеристиками моторних мастил (що використовуються в системах циркуляційного мащення), яке передбачає нанесення на контактуючі поверхні органічних покриттів та додавання до мастила поверхнево-активних речовин з оптимальною концентрацією, досягається збільшення:

- товщини впорядкованого граничного шару моторного мастила зі значень 6,6...10,7 мкм до значень 12,5...13,7 мкм;

- крайового кута змочування зі значень 12,0...21,7 град до значень 27,5...32,4 град;

- товщини мастильного шару зі значень 2,1...3,4 мм до значень 4,0...4,4 мм.

Це (для різних режимів навантаження дизеля та різного часу його експлуатації) забезпечує:

- зниження швидкості окислення моторного мастила зі значень 0,55...0,7 (мгКОН/г)/год у випадку звичайної експлуатації циркуляційної системи мащення до 0,2...0,4 (мгКОН/г)/год у випадку нанесення на поверхні вкладишів підшипників шару органічного покриття та до 0,1...0,3 (мгКОН/г)/год у випадку додавання до обсягу мастила ПАП та нанесення на поверхні вкладишів підшипників шару органічного покриття;

- зниження на 1,4...4,4 % температури випускних газів;
- збільшення на 0,34...2,54 % механічного ККД дизеля;
- збільшення на 1,04...7,23 % тиску наприкінці стиснення.

7. Шляхом керованого впливу на структурні характеристики мастил під час експлуатації циліндрових систем мащення суднових дизелів досягається збільшення крайових кутів змочування зі значень 18,6...26,5 град до значень 27,3...34,6 град, а також товщини мастильного шару з 3,1 мм до 4,4 мм; це забезпечує

- 1,75...2,1 кратне зменшення вмісту домішок заліза у відпрацьованому мастилі;
- 3,3...4,5 кратне зменшення вмісту домішок міді у відпрацьованому мастилі;
- 1,5...2,1 кратне зменшення вмісту домішок хрому у відпрацьованому мастилі;
- 2,1...2,8 кратне уповільнення зниження загального лужного числа відпрацьованого мастила.

Наведені експериментальні результати підтверджують тезу, що шляхом керованого впливу на структурні характеристики моторного мастила забезпечуються екологічні, енергетичні та економічні показники роботи суднових дизелів, а також довготривалий час підтримується його належний технічний стан.

8. Збільшення (шляхом керованого впливу) структурних характеристик моторних мастил сприяє підвищенню енергетичної ефективності роботи дизеля, яку можливо оцінити за непрямыми ознаками – динамічними характеристиками пускових режимів роботи дизеля та механічними втратами, що виникають під час трансформації хімічної енергії палива в корисну роботу КШМ. Встановлено, що для моторного мастила, яке використовується в системі циркуляційного мащення суднового дизеля CatC18 фірми Caterpillar, за рахунок нанесення органічних покриттів на поверхні підшипників вкладишів можливе підвищення його структурної однорідності. При цьому, зокрема, збільшується значення крайових кутів змочування (з 18,8...21,3 град до 26,3...26,7 град) та товщина мастильного шару (з 3,8...3,9 мм до 5,1...5,2 мм). Це забезпечує перебіг динамічних перехідних процесів суднового дизеля CatC18 з меншим закидом частоти обертання та меншим часом виходу на новий сталий режим роботи.

Також для суднових дизелів 5L23/30 MAN-B&W Diesel Group, 6EY18AL Yanmar, 6L16/24 MAN Diesel, 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo виявлено, що збільшення крайового куту змочування моторних мастил зі значень 13,6...21,7 град до 18,3...30,4 град сприяє підвищенню механічного ККД зі значень 79,6...88,3 % до значень 82,3...89,3 %.

9. Наведені результати дозволяють сформулювати наступне наукове положення.

Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту досягається шляхом керованого впливу на структурні характеристики моторного мастила, що поділяє контактні поверхні (а саме на крайові кути змочування та товщину мастильної плівки). Підтримання крайових кутів змочування, товщини мастильної плівки забезпечується комплексною дією шляхом активації внутрішніх міжмолекулярних взаємодій моторного мастила та зовнішньої дії з боку металевих поверхонь, які воно поділяє, що сприяє зменшенню енергетичних втрат та підвищенню

енергетичної ефективності дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

10. Наукові результати, що отримані в дисертаційному дослідженні, теоретично обґрунтовані, підтверджені під час проведення експериментів у системах циркуляційного та циліндрового мащення дизелів, що використовуються як головні та допоміжні двигуни на морських судах різного дедвейту та призначення, та мають суттєве практичне значення. При цьому встановлені на використовуються:

- блок дозування поверхнево-активної речовини до моторного мастила, що забезпечує утворення їх стійких сумішей, – в системі циркуляційного мащення дизеля 6EY18AL Yanmar судна дедвейтом 27540 тонн, що дозволило на різних режимах роботи на 3,2 % підвищити механічний ККД дизеля та досягти 2,5-кратного уповільнення зниження загального лужного числа моторного мастила;

- технологія, що сприяє утворенню додаткового наночару органічного покриття на поверхнях вкладишів підшипників – на дизелі CatC18 судна дедвейтом 8340 тонн, що забезпечило перебіг динамічних перехідних процесів з меншим закидом частоти обертання та меншим часом виходу на новий сталий режим роботи та на дизелі 5L23/30 MAN-Diesel&Turbo судна класу Bulker Carrier дедвейтом 34630 тонн, при цьому забезпечується 2,2...4,5-кратне уповільнення швидкості зниження загального лужного числа та 1,8...2,6-кратне зменшення кількості часток, що характеризують зношування контактуючих поверхонь та забруднення мастила, а також підтримуються енергетичні та покращуються екологічні показники роботи дизеля;

- удосконалена система циркуляційного мащення, яка дозволяє використовувати поверхнево-активні речовини, – на дизелі 6L16/24 MAN Diesel судна класу General Cargo дедвейтом 15600 тонн, що сприяло збільшенню на 3,2 % механічного ККД дизеля та 2,2-кратному уповільненню зниження загального лужного числа моторного мастила, а також

уповільненню на 6,19 % зниження тиску стиснення та зниженню на 5,34 % температури випускних газів під час 1000 годинної експлуатації дизеля;

- технологія комплексного керування структурними характеристиками моторних мастил, яка передбачає нанесення на контактуючі поверхні органічних покриттів та додавання до мастила поверхнево-активних речовин з оптимальною концентрацією, – в системі циркуляційного мащення дизеля 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo судна класу Bulk Carrier дедвейтом 37620 тонн, при цьому було досягнуте 2,3-кратне зниження швидкості окислення моторного мастила, зниження на 4,4 % температури випускних газів; збільшення на 2,54 % механічного ККД дизеля, збільшення на 7,23 % тиску наприкінці стиснення;

- технологія керування структурними характеристиками мастил, що використовуються в системах циліндрового мащення, – на дизелі 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo судна класу Bulk Carrier дедвейтом 37620 тонн (при цьому було забезпечено 1,5...3,3-кратне зменшення вмісту металевих домішок у відпрацьованому мастилi та 2,1-кратне уповільнення зниження загального лужного числа відпрацьованого мастила) та на дизелі 8K80ME MAN-Diesel & Turbo судна класу Container Ship дедвейтом 37620 тонн (при цьому було забезпечено 1,75...4,5-кратне зменшення вмісту металевих домішок в відпрацьованому мастилi та 2,8-кратне уповільнення зниження загального лужного числа відпрацьованого мастила);

11. Запропоновані методи забезпечення процесу мащення судових дизелів є прикладом впровадження сучасних технологій під час експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sagin S.V. Ensuring the safety of maritime transportation of drilling fluids by platform supply-class vessel / S.V. Sagin, S. Karianskyi, S.S. Sagin, O. Volkov, Y. Zablotskyi, O. Fomin, V. Píšťek, P. Kučera // *Applied Ocean Research*. – 2023. – Vol. 140. – 103745. <https://doi.org/10.1016/j.apor.2023.103745>.
2. Neumann S., Vibrodiagnostics of marine diesel engines in IMES GmbH systems / S. Neumann, R. Varbanets, D. Minchev, V. Malchevsky, V. Zalozh. // *Ships and Offshore Structures*. – 2023. – Vol. 18. – Iss. 11. – P. 1535-1546. DOI: 10.1080/17445302.2022.2128558.
3. Марченко А.П. Еволюційний розвиток дизелів автотранспорту : екологічні та економічні показники / А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, І.В. Рикова // *Двигуни внутрішнього згоряння*. – 2023. – № 1. – С. 3-10. doi : 10.20998/0419-8719.2023.1.01.
4. Варбанець Р.А. Розширені методи діагностики для суднових дизельних двигунів : досягнення відповідності ІМО щодо декарбонізації / Р.А. Варбанець, Д.С. Мінчев, І.В. Савельєва, А.А. Родіонов, Т.М. Мазур, С.П. Псарюк, В.В. Бондаренко // *Двигуни внутрішнього згоряння*. – 2023. – № 2. – С. 26-36. doi : 10.20998/0419-8719.2023.2.04.
5. Sagin S. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels / S. Sagin, V. Madey, A. Sagin, T. Stoliaryk, O. Fomin, P Kučera. // *Journal of Marine Science and Engineering*. – 2022. – Vol. 10(10). – P/ 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>
6. Madey V. Assessment of the efficiency of biofuel use in the operation of marine diesel engines / V. Madey // *Technology Audit and Production Reserves*. – 2022. – № 2(1(64)). – P. 34–41. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.255959>.
7. Білоусов Є.В. Розробка методів оцінки технічного стану двигунів за результатами індиціювання робочого процесу на режимах відмінних від

номінальних / Є.В. Білоусов, А.П. Марченко, М.Є. Рибальченко, В.П. Савчук, Г.Я. Тулученко // Двигуни внутрішнього згорання. – 2022. – № 1. – С. 51-59. DOI : 10.20998/0419-8719.2022.1.07.

8. Варбанець Р.А. Деякі аспекти застосування системи DEPAS D4.0H для підвищення енергоефективності суден внутрішнього плавання / Р.А. Варбанець, В.І. Залож, Т.В. Тарасенко, В.І. Кирнац, В.Г. Клименко, Н.І. Александровська // Двигуни внутрішнього згорання. – 2021. – № 2. – С. 60-67. DOI : 10.20998/0419-8719.2021.2.08

9. Тимків О.В. Сучасні засоби діагностування суднових систем / О.В. Тимків, В.Г. Денісов, Б.І. Гнатюк // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 65-69. DOI : 10.31653/smf340.2020.65-69.

10. Ратайчук О.В. Підвищення ефективності процесу наддува суднових дизелів / О.В. Ратайчук, С.В. Сагін // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – 2020. – Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 15-19. DOI : 10.31653/smf341.2020.15-19.

11. Варбанець Р.А. Особливості аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів в умовах експлуатації / Р.А. Варбанець, В.І. Залож, Т.В. Тарасенко, Ю.М. Кучеренко, В.Г. Клименко. // Двигуни внутрішнього згорання. – 2020. – № 1. – С. 13-21. DOI : 10.20998/0419-8719.2020.1.02.

12. Кузнецов В. Моніторинг технічного стану суднових малообертових дизелів / В. Кузнецов // Вісник Одеського національного морського університету. – 2020. – № 60. – С. 86-92. <https://doi.org/10.33082/2226-1893-2019-3-86-92>.

13. Kondratenko O.M. Accounting emissions of engine fuel vapors in the criteria-based of the ecological safety level of power plants with reciprocating ice exploitation process / O.M. Kondratenko, V.A. Andronov, T.R. Polishchuk, N.D. Kasionkina, V.A. Krasnov // Двигуни внутрішнього згорання. – 2022. – № 1. – С. 40-50. DOI : 10.20998/0419-8719.2022.1.06.

14. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згоряння і навколишнє середовище / А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, О.П. Строков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2022. – № 2. – С. 3-12. DOI : 10.20998/0419-8719.2022.2.01.

15. Sagin S.V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S.V. Sagin, O. A. Kuropyatnyk // Nase More: International Journal of Maritime Science & Technology. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

16. Куропятник А.А. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей / А. А. Куропятник, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72-80.

17. Kuropyatnyk O.A. Reduction of NO_x emission in the exhaust gases of low-speed marine diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. – 2018. – № 7-8 – P. 37-42. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-37-42.

18. Руснак Д. Ю. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив / Д. Ю. Руснак, С. В. Сагін // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 49-54. DOI : 10.31653/smf340.2020.49-54.

19. Kuropyatnyk O.A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NO_x Emissions from Marine Diesel Engines / O.A. Kuropyatnyk, S.V. Sagin // Nase More: International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1-9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.

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

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

22. Мадей В.В. Корегування навігаційного переходу під час забезпечення екологічних показників роботи суднових дизелів / В.В. Мадей, О.М. Волков, С.С. Сагін // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 52 – 66. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-52-66.

23. Sagin S.V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport / S.V. Sagin, S.S. Sagin, V Madey // Technology Audit and Production Reserves. – 2023. – № 4(3(72)). – P. 33–42. doi: <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.286039>.

24. Куропятнік О.А. Зниження емісії оксидів азоту суднових дизелів методом перепуску випускних газів / О.А. Куропятнік // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту. – 2018. – Вип. 4(57). – С. 98-108.

25. Грицук І.В. Особливості визначення витрати палива та викидів шкідливих речовин двигунів транспортних засобів, що працюють на газовому паливі / І.В. Грицук, Д.С. Погорлецький, Д.С. Адров, А.В. Білай // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. – № 1. – С. 25-35. DOI : 10.20998/0419-8719.2021.1.04.

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

27. Марченко А.П. Оцінка теплонапруженого стану поршнів ДВЗ з урахуванням порогу повзучості їх бічної поверхні / А.П. Марченко, О.Ю. Ліньков, В.В. Пильов, С.В. Ликов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2023. – № 2. – С. 3-13. doi : 10.20998/0419-8719.2023.2.01.

28. Мацкевич Д.В. Поновлення реологічних характеристик мастильних матеріалів судових дизелів / Д.В. Мацкевич // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 116-126.

29. Кузнєцов В. Вплив дефектів циліндро-поршневої групи малообертових двигунів на їх довговічність / В. Кузнєцов // Вісник Одеського національного морського університету. – 2022. – № 67. – С. 62-70. <https://doi.org/10.47049/2226-1893-2022-1-62-70>.

30. Самарін О.Є. Підвищення строку експлуатації поршня крейцкопфного дизеля / О.Є. Самарін, Є.В. Білоусов, В.П. Савчук // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2019. – № 2(21) – С. 059-066. doi : 10.33815/2313-4763.2019.2.21.059-066.

31. 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.

32. Abril S. Numerical Methodology for Determining the Energy Losses in Auxiliary Systems and Friction Processes Applied to Low Displacement Diesel Engines / S. Abril, J. Piero Rojas, E. Flórez // Lubricants. – 2020. – № 8. – P. 103. <https://doi.org/10.3390/lubricants8120103>.

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

34. Дакі О.А. Особливості та вимоги щодо навігаційного забезпечення безпеки судноводіння на внутрішніх судноплавних шляхах / О.А. Дакі, Л.Л. Пліта, І.В. Трофименко, В.М. Федунів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 2(36). – С. 184-194. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.2.36.15.

35. Тимошук О.М. Дослідження безпеки бункерування на водному транспорті / О.М. Тимошук, О.В. Мельник // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2020. – Вип. 1(29). – С. 5-13. doi.org/10.33298/2226-8553/2020.1.29.01.

36. Побережний Р.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту / Р.В. Побережний, С.В. Сагін // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – 2020. – Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 5-9. DOI : 10.31653/smf340.2020.5-9.

37. Sagin S.V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specification / S.V. Sagin, O.V. Semenov. // American Journal of Applied Sciences – 2016 – № 13(5). – P. 618–627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627.

38. Fernández-Feal M.C. Study of Metal Concentration in Lubricating Oil with Predictive Purposes / M.C. Fernández-Feal, M.L. Fernández-Feal, L.R. Sánchez-Fernández, J.R. Pérez-Prado // Curr. J. Appl. Sci. Technol. – 2018. – № 27. – P. 1–12. <https://doi.org/10.9734/CJAST/2018/41472>.

39. Коваленко І.В. Вплив навантаження на надійність суднових механізмів і агрегатів / І.В. Коваленко, В.М. Богач, О.А. Мельник., Б.В. Лебедєв // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 116-122. doi : 10.31653/smf45.2022.116-122.

40. Varbanets R. Acoustic Method for Estimation of Marine Low-Speed Engine Turbocharger Parameters / R. Varbanets, O. Fomin, V. Píštěk, V. Klymenko, D. Minchev, A. Khrulev, V. Zalozh, P. Kučera // J. Mar. Sci. Eng. 2021. – № 9. – P. 321. <https://doi.org/10.3390/jmse9030321>.

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

42. Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових середньообертових дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення / С.В. Сагін // 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.

43. Guo Z. Experimental Study on Wear Performance and Oil Film Characteristics of Surface Textured Cylinder Liner in Marine Diesel Engine / Z. Guo, C. Yuan, X. Bai // Chinese Journal of Mechanical Engineering. – 2018. – № 31. – P. 52. <https://doi.org/10.1186/s10033-018-0252-3>.

44. Sagin S.V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S.V. Sagin, O.V. Semenov // American Journal of Applied Sciences – 2016. – № 13(2). – P. 200–208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

45. Tongyang L. Lubrication analysis for the piston ring of a two-stroke marine diesel engine taking account of the oil supply / L. Tongyang, M. Xuan, L. Xiqun, W. Chuanjuan // Int. J. Engine Res. – 2021. – № 22. – P. 146808741987211. <https://doi.org/10.1177/1468087419872113>.

46. Lijesh K. On the degradation of tribo-components in boundary and mixed lubrication regimes / K. Lijesh, M. Khonsari // Tribology Letter. – 2019. – № 67. – P. 12. <https://doi.org/10.1007/s11249-018-1125-8>.

47. Overgaard H. Investigation of different piston ring curvatures on lubricant transport along cylinder liner in large two-stroke marine diesel engines / H. Overgaard, P. Klit, A. Vølund // Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol. – 2017. – № 232. – P. 85–93. <https://doi.org/10.1177/1350650117744100>.

48. Ferreira R. Tribological solutions for engine piston ring surfaces: An overview on the materials and manufacturing / R. Ferreira, J. Martins, O. Carvalho, L. Sobral, S. Carvalho, F. Silva // Mater. Manuf. Processes. – 2019. – № 35. – P. 498–520. <https://doi.org/10.1080/10426914.2019.1692352>.

49. Calderbank G. Experimental measurement of the time-based development of oil film thickness, lubricating film extent and lubricant Transport in Crosshead Engines / G. Calderbank, E. Smith, I. Sherrington // Lubricants. – 2021. – № 9. – P. 4. <https://doi.org/10.3390/lubricants9010004>.

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

51. Шпірна Д.І. Удосконалення мащення циліндрової групи суднових довгоходових дизелів / Д.І. Шпірна, С.В. Сагін // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 42. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 92-96. doi : 10.31653/smf42.2021.92-96.

52. Богач В.М. Особливості роботи лубрикаторних систем суднових довгоходових двигунів / В.М. Богач, Ю.М. Довіденко, О.П. Дуранов // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 53-63. doi : 10.31653/smf44.2022.53-63.

53. Canter N. Marine diesel cylinder engine oils. Lubrication challenges impacted by operating conditions and regulations / N. Canter // Tribol. Lubr. Technol. – 2017. – № 73. – P. 10–21.

54. Liu C. Numerical study on the lubrication performance of compression ring-cylinder liner system with spherical dimples / C. Liu, Y Lu, Y Zhang, S. Li, N. Müller // PLoS ONE, – 2017. – № 12. – P. 0181574. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0181574>.

55. Salaheldin M. Optimization of cylinder liner macro-scale surface texturing in marine diesel engines based on teaching-learning-based optimization algorithm / M. Salaheldin, M. Kamel // Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol. – 2021. – № 235. – P. 329–342. <https://doi.org/10.1177/1350650120911563>.

56. Zhou Y. Impact of Fuel Contents on Tribological Performance of PAO Base Oil and ZDDP / Y. Zhou, W. Li, B.C. Stump, R.M. Connatser, S. Lazarevic, J. Qu // Lubricants. – 2018. – № 6. – P. 79. <https://doi.org/10.3390/lubricants6030079>.

57. Кузнецов В. Підвищення технологічної надійності циліндропоршневої групи малообертових двигунів технологічними методами / В. Кузнецов // Вісник Одеського національного морського університету. – 2020. – № 62. – С. 171-182. <https://doi.org/10.47049/2226-1893-2020-2-171-182>.

58. Кузнецов В. Діагностика технічного стану малооборотних двигунів / В. Кузнецов // Вісник Одеського національного морського університету. – 2020. – № 59. – С. 127-134. <https://doi.org/10.33082/2226-1915-2-2019-127-134>.

59. <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/69055/c1c2e5813e31435c8d3c97de9b b34f9a/ASTM-D5185-09.pdf> (дата звернення – 31.12.2023 р.).
60. <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/44771/96b707e5d0264d79815ab59c35 00694a/ISO-3771-2011.pdf> (дата звернення – 31.12.2023 р.).
61. Abril S. CFD Analysis of the effect of dimples and cylinder liner honing groove on the tribological characteristics of a low displacement engine / S. Abril, M. Del Socorro, J. Pabón-León // *Lubricants*. – 2022. – № 10. – P. 10040061. <https://doi.org/10.3390/lubricants10040061>.
62. Sumardiyanto D. Analysis the Occurrence of Wear on Crank Pin Bearing in Diesel Engine / D. Sumardiyanto, S. Susilowati // *Journal of Mechanical Engineering and Automation*, – 2021. – 10(1), 19–23. doi: 10.5923/j.jmea.20211001.03
63. MAN B&W-6S-50-MC-C-Vol-II-Maintenance-Manual. <https://www.man-es.com/marine> (дата звернення – 05.01.2024 р.).
64. Богач В.М., Довіденко Ю.М., Слободянюк І.М. Недоліки лубрикаторних систем суднових двигунів MAN-B&W // *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. – 2020. – Вип. 41. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 149-156. doi : 10.31653/smf341.2020.149-156.
65. Богач В.М. Аналіз умов подачі мастила в циліндри суднових ДВЗ / В.М. Богач, К.Л. Обертюр, Ю.М. Довіденко // *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 5-16. doi : 10.31653/smf46.2023.5-16.
66. Engine MAN B&W S65ME-C8.2-GI-TII Project Maintenance Manual. <https://www.manualslib.com/manual/1554708/Man-BAndw-S65me-C8-2-Gi-Tii.html> (дата звернення – 05.01.2024 р.).
67. Delprete, C. Piston ring–liner lubrication and tribological performance evaluation. A review / C. Delprete, A. Razavykia // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. –2018. – № 232(2). – P. 193–209. <https://doi.org/10.1177/1350650117706269>.

67. Wärtsilä RTA58T - Maintenance Manual https://maritimeexpert.files.wordpress.com/2016/08/mm-rta58t_2008-10.pdf.

68. Study of Metal Concentration in Lubricating Oil with Predictive Purposes / M.C. Fernández-Feal, M.L. Fernández-Feal, L.R. Sánchez-Fernández, J.R. Pérez-Prado // Current Journal of Applied Science and Technology. –2018. – № 27(6). – P. 1–12. <https://doi.org/10.9734/CJAST/2018/41472>.

69. Sagin S. Development of method for managing risk factors for emergency situations when using low-sulfur content fuel in marine diesel engines / S Sagin, A. Sagin // Technology Audit and Production Reserves. –2023.– №5(1(73)). – P. 37–43. doi: <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.290198>.

70. Богач В.М. Вплив газу на рух мастила по дзеркалу циліндра / В.М. Богач, А.М. Шебанов, Ю.М. Довиденко, І.Е. Єлінський // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 126-139. doi : [10.31653/smf43.2021.126-139](https://doi.org/10.31653/smf43.2021.126-139).

71. Sagin S.V. Estimation of Operational Properties of Lubricant Coolant Liquids by Optical Methods / S.V. Sagin, V.G. Solodovnikov // International Journal of Applied Engineering Research. –2017. – №12(19). – P. 8380–8391.

72. Zhuravlov Yu.I. Investigation of patterns of wear of surfaces of connection "shaft-sliding bearing" / Yu.I. Zhuravlov, A.A. Melnik, Ye.F. Kostyuchenko // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 42. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 35-41. doi : [10.31653/smf42.2021.35-41](https://doi.org/10.31653/smf42.2021.35-41).

73. Козицький С.В. Оцінка втрат кінетичної енергії у кривошипно-шатунному механізмі / С.В. Козицький, О.І. Швець, С.В. Кіріян // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 42. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 42-49. doi : [10.31653/smf42.2021.42-49](https://doi.org/10.31653/smf42.2021.42-49).

74. Столярик Т.О. Вдосконалення процесів мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту / Т.О. Столярик // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 57-69. doi: [10.31653/smf45.2022.57-69](https://doi.org/10.31653/smf45.2022.57-69).

75. Сагін С.В. Визначення характеристик змочувальних плівок судових моторних мастил / С.В. Сагін, Т.О. Столярик // Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот : експлуатація і ремонт», 25.03.2021 -26.03.2021. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2021. – С. 93-97.

76. IMO SOLAS 2020 Consolidated Edition. – IMO. – 2020. – 574 с.

77. Правила технічної експлуатації судових технічних засобів. – Науково-дослідний проектно-конструкторський інститут морського флоту України. – 2018. – 236 с.

78. Правила класифікації та побудови суден внутрішнього плавання. Том 3. Регістр судноплавства України. Офіційне видання, – 2022. – 416 с.

79. Богач В.М. Аналіз умов подачі масла в циліндри дизелів морських суден / В.М. Богач, І.М. Слободянюк, Ю.Н. Довіденко // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 42. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 16-24. doi : 10.31653/smf42.2021.16-24.

80. Бузовський В.А. Тенденції розвитку лубрикаторних систем судових дизелів / В.А. Бузовський , В.М. Богач, М.В. Драгомир // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 42. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 25-34. doi : 10.31653/smf42.2021.25-34.

81. Doan D.V. Adjustment of cylinder lubricating oil of marine slow-speed engines / D.V. Doan, L. Murawski, // J. KONES Powertrain Transp. – 2017. – № 24. – P. 113–119. <https://doi.org/10.5604/01.3001.0010.2803>.

82. Salaheldin A. Effect of cylinder liner oil grooves shape on two-stroke marine diesel engine's piston ring friction force / A. Salaheldin, L. Xiqun, Q. Zheng // Advances in Mechanical Engineering. – 2014. – № 7(2). – P. 837960. DOI: 10.1155/2014/837960.

83. Zavos A. Effect of Coating and Low Viscosity Oils on Piston Ring Friction under Mixed Regime of Lubrication through Analytical Modeling / A. Zavos // Lubricants. – 2021. – № 9. – P. 124. <https://doi.org/10.3390/lubricants9120124>.

84. Chenwei M. Tribological behavior of co-textured cylinder liner-piston ring during running-in / M. Chenwei, G. Zhiwei, Y. Chengqing // *Friction*. – 2022. – № 10. – P. 878–890 <https://doi.org/10.1007/s40544-021-0499-z>.

85. Aditya N.D. Development of small vessel advisory and forecast services system for safe navigation and operations at sea / N.D. Aditya, K.G. Sandhya, R. Harikumar // *J. Oper. Oceanogr.* – 2022. – № 15. – P. 52–67. <https://doi.org/10.1080/1755876X.2020.1846267>.

86. Курносенко Д.В. Стенд для дослідження параметрів елементів систем мащення високообертових двигунів внутрішнього згоряння / Д.В. Курносенко, В.П. Савчук, Є.В. Білоусов, А.К. Дзигар, А.І. Котов // *Двигуни внутрішнього згоряння*. – 2021. – № 2. – С. 73-79. DOI : 10.20998/0419-8719.2021.2.10.

87. Lebediev V. Geometric modeling of parts of ship equipment with match surfaces / V. Lebediev, N. Ismailova, T. Mohylanets // *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-146. doi : 10.31653/smf46.2023.142-146.

88. Столярик Т.О. Зменшення втрат механічної енергії в суднових дизелях Матеріали 14-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування» / Т.О. Столярик, С.В. Сагін // 16-18 березня 2023 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – С. 197-200.

89. Сагін С.В. Діагностування якості процесу мащення суднових дизелів / С.В. Сагін, Т.О. Столярик // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 22.03.2023 – 23.03.2023. – Одеса: НУ «ОМА», 2023. – С. 61-65.

90. Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат під час експлуатації довгоходових дизелів морських суден / С.В. Сагін, Т.О. Столярик // Матеріали 11-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 08-10 вересня 2020 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2020. – С. 174-176.

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

92. Kozytskyi S.V. Self-organization of nano-sized metal-containing lubricant additives / S.V. Kozytskyi, S.V. Kiriiian // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 20-27. doi : 10.31653/smf44.2022.20-27.

93. Шерстяников К.А. Управління процесами тертя в судових допоміжних механізмах / К.А. Шерстяников, В.П. Кардаш // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2020. – Вип. 41. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 104-110. doi : 10.31653/smf341.2020.104-110.

94. Bewsher S. Offner, G.; Knaus, G. Atomic force microscopic measurement of a used cylinder liner for prediction of boundary friction / S. Bewsher, M. Leighton, M. Mohammadpour, H. Rahnejat // Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng. – 2019. – № 233. – P. 1879–1889. <https://doi.org/10.1177/0954407018792143>.

95. Павлович В.М. Підвищення ефективності дистанційного контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері мало обертового дизеля / В.М. Павлович, В.Х. Корбан // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 42. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 111-115. doi : 10.31653/smf42.2021.111-115.

96. Сагін С.В. Аналіз ефективності використання в судових дизелях палив різного фракційного та структурного складу / С.В. Сагін, Р.В. Побережний // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 31-42. doi : 10.31653/smf45.2022.31-42.

97. Сорока В.В. Контроль та оцінювання стану підшипників судового валопроводу / В.В. Сорока // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2021. – Вип. 3(34). – С. 31-38. doi.org/10.33298/2226-8553/2021.3.34.04.

98. Мацкевич Д. В. Регенерація експлуатаційних властивостей моторних мастил судових дизелів / Д. В. Мацкевич // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць. – 2020. – Вип. 1(61). – С. 121-130. doi.org/10.47049/2226-1893-2020-1-121-130.

99. Ткаченко І. В. Розробка технології розділення і очищення вод, що містять нафту / І. В. Ткаченко // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 24-30. DOI : 10.31653/smf340.2020.24-30.

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

101. Тимощук О.М. Дослідження методів підвищення екологічності судових енергетичних установок у водному середовищі / О.М. Тимощук, М.В. Боріна // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 2(36). – С. 240-252. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.2.36.21.

102. Kuropyatnyk O.A. Ensuring efficiency and environmental of marine diesel engines which using exhaust gas bypass system / O.A. Kuropyatnyk, S.V. Sagin // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 25-40. doi : 10.31653/smf43.2021.25-40.

103. Побережний Р.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту / Р.В. Побережний, С.В. Сагін // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2020. – Вип. 41. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 5-9. doi : 10.31653/smf340.2020.5-9.

104. Наговський Д.А. Удосконалення алгоритму змащення головного двигуна судна / Д.А. Наговський, Г.Г. Дощенко. // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2021. – № 1(24). – С. 106-116. doi : 10.33815/2313-4763.2021.1.24.106–116.

105. Zhuravlov Yu.I. Improving the wear resistance of the surfaces of "shaft-sliding bearing" interfaces of parts of ship technical means / Yu.I. Zhuravlov, K.L. Obertiur, A.A. Melnik, I.E. Yelinskyi // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 101-108. doi : 10.31653/smf43.2021.101-108.

106. Микоїд Г.В. Підвищення якості контролю циркуляційного мастила високообертового дизеля способом поляризації / Г.В. Микоїд, В.Х. Корбан // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2020. – Вип. 41. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 71-77. doi : 10.31653/smf341.2020.71-77.

107. Мацкевич Д. В. Забезпечення реологічної стійкості суднових моторних мастил / Д. В. Мацкевич // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 17-23. DOI : 10.31653/smf340.2020.17-23.

108. Заблоцький Ю.В. Аналіз особливостей процесу мащення циліндрової групи суднових дизелів / Ю.В. Заблоцький // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 67-78. doi: 10.31653/10.31653/smf46.2023. 67-78.

109. Huab Y. A new efficient flow continuity lubrication model for the piston ring-pack with consideration of oil storage of the cross-hatched texture / Y. Huab; X. Mengab, Y. Xie Tribology International. – 2018. – № 119. – P. 443–463. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.11.027>.

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

111. Столярик Т.О. Аналіз зміни характеристик моторного мастила за різних умов експлуатації суднових дизелів / Т.О. Столярик // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2023)», 24-25 травня 2023 року. – Херсон : ХДМА. –2023. – С. 265-268.

112. Sagin S.V. Comparative assessment of marine diesel engine oils / S.V. Sagin, T.O. Stoliaryk // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8. – P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

113. Столярик Т.О. Аналіз особливостей систем циліндрового мащення судових дизелів / Т.О. Столярик // Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 24.03.2022 – 25.03.2022. – Одеса: НУ «ОМА», 2022. – С. 69-70.

114. Stoliaryk T. Analysis of the operation of marine diesel engines when using engine oils with different structural characteristics / T Stoliaryk. Technology Audit and Production Reserves. – 2022. – № 5(1(67)). – С. 22–32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868>.

115. Козицький С.В. Властивості наноструктурованих матеріалів / С.В. Козицький, С.В. Кіріян // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 123-133. doi : [10.31653/smf45.2022.123-133](https://doi.org/10.31653/smf45.2022.123-133).

116. Козицький С.В. Застосування наночастинок для збільшення ефективності судових механізмів / С.В. Козицький, С.В. Кіріян // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 53-66. doi : [10.31653/smf46.2023.55-56](https://doi.org/10.31653/smf46.2023.55-56).

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

118. Панкратова Н.Д. Системний аналіз. Теорія та застосування : підручник / Н.Д. Панкратова. – Київ : Наук. думка, 2018. – 347 с.

119. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/430-2018-%D1%80#Text>. Дата звернення 01.01.2024 р.

120. Kozytskyi S.V. Properties and behavior of nanoparticles / S.V. Kozytskyi, S.V. Kiriiian // *Фізика аеродисперсних систем*. – 2022 – № 60. – С.17-30. DOI: 10.18524/0367-1631.2022.60.265983.

121. Коваленко І.І. Вступ до системного аналізу : навчальний посібник / І.І. Коваленко, П.І. Бідюк, О.П. Гожий. – Миколаїв : МДГУ ім. П.Могили, 2004. – 148 с.

122. Чорней Н.Б. Теорія систем і системний аналіз : навчальний посібник / Н.Б. Чорней. – Київ : МАУП, 2005. – 256 с.

123. Голіков В.А. Методологія наукових досліджень : навчальний посібник / В.А. Голіков, М.А. Козьмініх, О.А. Онищенко. – Одеса : ОНМА, 2014. – 164 с.

124. Катренко А.В. Системний аналіз : підручник / А.В. Катренко. – Львів : Новий Світ -2000, 2011. – 396 с.

125. Столярик Т.О. Використання системного підходу під час розв'язання завдань з підвищення ефективності експлуатації систем мащення суднових дизелів / Т.О. Столярик // *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. – 2023. – Вип. 47. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132-141. doi: 10.31653/smf47.2023. 132-141.

126. Особливості системного підходу до вирішення наукових завдань експлуатації суднового обладнання / Богомья В.І., Горбань А.В., Павленко М.А., Тимочко О.І., Тимощук О.М. // За заг. ред. О.М. Тимощук. – Київ : Держ. ун-т інфраструктури та технологій. – 2018. – 305 с.

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

128. Орлов Е.В. Сдвиговая вязкость суспензий твердых сферических частиц / Е.В. Орлов // *Фізика аеродисперсних систем*. – 2020. – № 58. – С.51-59. DOI: <http://dx.doi.org/10.18524/0367-1631.2020.58.206192>.

129. Алехин А.Д. Влияние диффузии и вязкости на полевую асимметрию гравитационного эффекта в критическом флюиде / А.Д. Алехин // *Фізика*

аеродисперсних систем. – 2021. – № 59. – С.8-16. DOI: 10.18524/0367-1631.2021.59.227007.

130. Ащеулов А.А. Эффект трансформации электрического поля в анизотропных диэлектрических средах / А.А. Ащеулов, Д.А. Лавренко, М.Я. Дерев'янчук // Технологія та конструювання в електронній апаратурі. – 2020. – № 3-4. – С. 24-27. DOI: 10.15222/TKEA2020.3-4.24.

131. Moulton D.E. Effect of disjoining pressure in a thin film equation with nonuniform forcing / D.E. Moulton, J. Lega // European Journal of Applied Mathematics. – 2013. – Vol. 24. – P. 887–920.

132. Букетов А.В. Модифікована епоксидна матриця для захисту засобів транспорту : адгезійні та фізико-механічні властивості / А.В. Букетов, Т.В. Чернявська, В.В. Соценко, Т.І. Івченко, К.М. Клевцов, І.П. Фесенко, В.М. Яцюк // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2020. – № 1(22) – С. 163-174. doi : 10.33815/2313-4763.2020.1.22.163-174.

133. Bekshaev A.Y. Study of the Disperse Composition of Suspensions and Sputtered Substances by means of Small-Angle Light Scattering / A.Y. Bekshaev, S.M. Kontush, A.Y. Popov, S.S. Rybak // Фізика аеродисперсних систем. – 2021. – № 59. – С.156-162. DOI: 10.18524/0367-1631.2021.59.227310.

134. Столярик Т.А. Управление механическими потерями судовых дизелей во время их эксплуатации / Т.А. Столярик // Матеріали 12-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування» , 06-08 вересня 2021 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2021. – С. 166-169.

135. Сагін С.В. Визначення розподілу тиску в шарі неньютонівських мастил у судових 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.

136. Браїло М.В. Створення нанонаповнених епокси-поліефірних композитних матеріалів для захисту елементів судових технічних засобів /

М.В. Браїло, С.В. Якущенко, О.С. Кобельник, Н.М. Букетова, С.В. Вороненко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2020. – № 1(22) – С. 154-162. doi : 10.33815/2313-4763.2020.1.22.154-162.

137. Popovskii A.Yu. The structure of overlapped epitropic LC / A.Yu. Popovskii, B.A. Altoiz, A.F. Butenko // Фізика аеродисперсних систем. – 2023. – № 61. – С.63-69. DOI: 10.18524/0367-1631.2023.61.291101.

138. Новохацкий И.А. Метод количественной оценки влияния приповерхностных слоев на вязкое течение полярных молекулярных жидкостей в оксидных капиллярах / И.А. Новохацкий, И.В. Ярошенко, В.П. Шендрик // Труды Одесского политехнического университета. – 2006. – Вып. 1(25). – С. 222-224.

139. Colosqui C.E. Mesoscopic model for microscale hydrodynamics and interfacial phenomena: slip, films, and contact-angle hysteresis / C.E. Colosqui, M.E. Kavousanakis, A.G. Papathanasiou, I.G. Kevrekidis // Physical Review E. – 2013. – Vol. 87. – No. 1. – P. 013302.

140. Ivanitsky G.K. Some problems of modeling the liquid cavitation degassing. I. Acoustic cavitation / G.K. Ivanitsky, B.Ya. Tselen, A.Ye. Nedbailo, N.L. Radchenko, L.P. Gozhenko // Фізика аеродисперсних систем. – 2023. – № 61. – С.227-240. DOI: 10.18524/0367-1631.2023.61.292236.

141. Chaudhury K. Influence of disjoining pressure on the dynamics of steadily moving long bubbles inside narrow cylindrical capillaries / K. Chaudhury, P.V. Acharya, S. Chakraborty // Physical Review E. – 2014. – Vol. 89. – P. 053002.

142. Поповский А.Ю. Эксплуатационные характеристики новых смазочных материалов биологического происхождения / А.Ю. Поповский, Б.А. Алтоиз, А.Ф. Бутенко, А.К. Копейка, R. Laurencas // Фізика аеродисперсних систем. – 2021. – № 59. – С. 201-211. DOI: 10.18524/0367-1631.2021.59.236756.

143. Nikolov A. Wetting-dewetting films: the role of structural forces / A. Nikolov, D. Wasan // Advances in Colloid and Interface Science. – 2014. – Vol. 206. – P. 207–221.

144. Popovskii A.Yu Structural Properties and Model Rheological Parameters of an ELC Layer of Hexadecane / A.Yu. Popovskii, B.A. Altoiz; V.F. Butenko Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2019. – № 92(3). – P. 703–709.

145. Сагін С.В. Розрахунок контактного тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів / С.В. Сагін, М.О. Кривий // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 84 - 92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92.

146. Шингарев Г.Л. Температурна залежність в'язкості водно-мазутних емульсій / Г.Л. Шингарев, О.С. Черненко, М.О. Іванов О.Є. Сидоров // Фізика аеродисперсних систем. – 2022. – № 60. – С.63-70. DOI: 10.18524/0367-1631.2022.60.266609.

147. Майструк Е.В. Вплив температури на оптичні властивості тонких плівок $\text{Cu}_2\text{ZnSnSe}_4$ / Е.В. Майструк, І.П. Козярський., Д.П. Козярський, П.Д. Мар'янчук // Технологія та конструювання в електронній апаратурі. – 2018. – № 5-6. – С. 50–54. <http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2018.5-6.50>.

148. Макара В.А. Прибор и методы измерения параметров и степени однородности пленочных структур / В.А. Макара, В.А. Одарич, Т.Ю. Кепич, Т.Д. Преображенская, О.В. Руденко // Технологія та конструювання в електронній апаратурі. – 2017. – № 3. – С. 40-46.

149. Мамыкин А.В. Высокоинформативный комплексный метод определения типа моторного масла / А.В. Мамыкин, А.Л. Кукла, Л.М. Матвиенко, А.В. Дорожинская, В.П. Маслов, Г.В. Дорожинский // Технологія та конструювання в електронній апаратурі. – 2019. – № 3-4. – С. 36–44. <http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2019.3-4.36>.

150. 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.

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

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

153. Поповский А.Ю. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей / А.Ю. Поповский, С.В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств: наук.-техн. сборник. – 2014. – Вып. 20. – С. 74-83.

154. Поповский А.Ю. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств / А.Ю. Поповский, С.В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств: наук.-техн. сборник. – 2016. – Вып. 22. – С. 66-74.

155. Козицький С.В. Використання наночастинок оксиду титану (IV) TiO_2 для покращення трибологічних властивостей змашувального мастила / С.В. Козицький, І.А. Дем'яненко // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 134-144. doi : 10.31653/smf45.2022.134-144.

156. Chong W. Modelling Transitions in Regimes of Lubrication for Rough Surface Contact / W. Chong, S. Hamdan, K. Wong, S. Yusup // Lubricants. – 2019. – № 7. – P. 77. <https://doi.org/10.3390/lubricants7090077>.

157. Zablotskyi Yu.V. Applying of fuel additives in marine diesel engines / Yu.V. Zablotskyi, A.S. Sagin // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 5-17. doi : 10.31653/smf43.2021.5-17.

158. 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.

159. Чернявська Т.В. Метод підвищення ресурсу роботи устаткування річкового та морського транспорту завдяки використанню модифікованих захисних антикорозійних покриттів / Т.В. Чернявська // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2020. – № 1(22) – С. 74-83. doi : 10.33815/2313-4763.2020.1.22.074-083.

160. 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.

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

162. Врублевський Р.Є. Інформаційна система управління магнітно-імпульсною обробкою деталей суднових енергетичних установок / Р.Є. Врублевський // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2019. – № 1(20) – С. 79-86. doi : 10.33815/2313-4763.2019.1.20.079-086.

163. Zablotsky Yu.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu.V. Zablotsky, S.V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – № 9(46). – P. 353–362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

164. Zablotsky Yu.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines / Yu.V. Zablotsky, S.V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – № 9(20). – P. 208–216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

165. Kaminski P. Experimental Investigation into the Effects of Fuel Dilution on the Change in Chemical Properties of Lubricating Oil Used in Fuel Injection Pump of Pielstick PA4V185 Marine Diesel Engine / P. Kaminski // *Lubricants*. – 2022. – № 10. – P. 162. <https://doi.org/10.3390/lubricants10070162>.

166. Javadian S. Demulsification of water in oil emulsion by surface modified SiO₂ nanoparticle / S. Javadian, S.M. Sadrpoor // *J. Pet. Sci. Eng.* – 2020. – № 184. – P. 106547. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.106547>.

167. Безбах О.М. Використання інноваційних полімеркомпозитних покриттів з метою підвищення експлуатаційних характеристик технічних засобів судноводіння / О.М. Безбах // *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*. – 2021. – № 1(24). – С. 72-81. doi : 10.33815/2313-4763.2021.1.24.072–081.

168. Житник Д.В. Вплив малеїнового ангідриду на адгезійні та механічні властивості епоксидної матриці для захисту деталей транспортних засобів / Д.В. Житник, В.М. Гусєв, А.В. Букетов, В.Г. Кулініч, В.М. Яцюк // *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*. – 2021. – № 1(24). – С. 82-92. doi : 10.33815/2313-4763.2021.1.24.082–092.

169. Фролов Г.А. Теплофизические характеристики HVOF-покрытия из квазикристаллического сплава системы Al-Cu-Fe / Г.А. Фролов, Н.А. Ефимов, В.М. Кисель, Ю.И. Евдокименко, Д.В. Боровик, С.В. Бучаков // *Двигуни внутрішнього згоряння*. – 2022. – № 2. – С. 61-68. DOI : 10.20998/0419-8719.2022.2.11.

170. Єрьоміна К.А. Дослідження впливу режимів експлуатації на трибологічні властивості органопластиків, армованих хімічними волокнами, методом математичного планування експерименту / К.А. Єрьоміна // *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*. – 2019. – № 2(21) – С. 154-162. doi : 10.33815/2313-4763.2019.2.21.154-162.

171. ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide, 2009. URL: <http://orange.engr.ucdavis.edu/Documentation12.0/120/FLUENT/flth.pdf> (дата звернення: 23.05.2023).

172. ANSYS ICEM CFD User Manual, 2012. URL:[http://ptechgroup.ir/Virtual Education/Mechanics/ICEM-CFD/PTEC-ICEM CFD 14.5 User Guide.pdf](http://ptechgroup.ir/VirtualEducation/Mechanics/ICEM-CFD/PTEC-ICEM%20CFD%2014.5%20User%20Guide.pdf) (дата звернення: 23.05.2023).

173. Мельник О.В. Математична модель оцінювання змащувальної здатності суднових дистилатних палив / О.В. Мельник, В.В. Сорока, І.І. Довгаль // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 2(36). – С. 120-134. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.2.36.10.

174. Мадей В.В. Використання альтернативного палива в суднових середньообертових дизелях / В.В. Мадей // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 41-53. doi : 10.31653/smf43.2021.41-53.

175. Sagin S. Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe / S. Sagin, O. Kuropyatnyk, A. Sagin, I. Tkachenko, O. Fomin, V. Píštěk, P. Kučera // J. Mar. Sci. Eng. – 2022. – № 10(9). – P. 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>.

176. Богом'я В.І. Методика планування випробувань зразків обладнання засобів водного транспорту на безвідмовність / В.І. Богом'я, О.В. Бажак // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 1(35). – С. 25-32. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.1.35.03.

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

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

179. Бганцев В.М. Наукові принципи підвищення ефективних показників дизелів при використанні біопалив / В.М. Бганцев // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. – № 1. – С. 15-25. DOI : 10.20998/0419-8719.2021.1.03.

180. Ерыганов А.В. Улучшение экологических характеристик двухтактного дизеля во время эксплуатации / А.В. Ерыганов, В.И. Кырнац, Р.О. Брусник, В.С. Глебов, П.А. Гончаренко, В.И. Холденко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2022. – № 2. – С. 51-55. DOI: 10.20998/0419-8719.2022.2.09.

181. Gorb S. Sensitivity Optimisation of a Main Marine Diesel Engine Electronic Speed Governor / S. Gorb, M. Levinskyi, M. Budurov // Sci. Horiz. – 2021. – № 24. – P. 9–19. [https://doi.org/10.48077/scihor.24\(11\).2021.9-19](https://doi.org/10.48077/scihor.24(11).2021.9-19).

182. Minchev D.S. Marine diesel engines operating cycle simulation for diagnostics issues / Minchev D.S., R.A. Varbanets, N.I. Alexandrovskaya, L.V. Pisintsaly // Acta Polytechnica. – 2021. – № 61(3). – P. 428–440. <https://doi.org/10.14311/AP.2021.61.0428>.

183. Рибальченко М.Є. Обробка індикаторних діаграм у задачах побудови цифрових профілів робочого процесу судових дизелів / М.Є. Рибальченко, Є.В. Білоусов, А.П. Марченко, В.П. Савчук, В.П. Будко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2023. – № 1. – С. 33-41. doi : 10.20998/0419-8719.2023.1.05.

184. Заблоцький Ю.В. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури судових дизелів / Ю.В. Заблоцький, А.С. Сагін // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 121-131. doi : 10.31653/smf44.2022.121-131.

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

186. Jiang X. Diesel engine condition monitoring based on oil analysis / X. Jiang, J. Wang, Y. Zong // Int. Conf. Remote Sens. Environ. Transp. Eng. – 2011. – № 1. – P. 12374941. <https://doi.org/10.1109/RSETE.2011.5965188>.

187. Nouri J.M. Effect of Viscosity and Speed on Oil Cavitation Development in a Single Piston-Ring Lubricant Assembly / J.M. Nouri, I. Vasilakos, Y. Yan, C. Reyes-Aldasoro // Lubricants. – 2019. – №. 7. – P. 88. <https://doi.org/10.3390/lubricants7100088>.

188. Мадей В.В. Використання альтернативного палива в суднових середньообертових дизелях / В.В. Мадей // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 45-53. doi: 10.31653/smf343.2021.41-53.

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

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

191. Ліганенко В.В. Аналіз конструкцій саморегенеруючих фільтрів при очищенні моторного мастила в двигунах внутрішнього згоряння / В.В. Ліганенко, Н.С. Урум, О.І. Рященко // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2021.– Вип. 2(33). – С. 13-22. doi.org/10.33298/2226-8553/2021.2.33.02.

192. Сагин С.В. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей / С.В. Сагин, А.А. Куропятник // Автоматизация судовых технических средств : науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 79-89.

193. Di C. Wear behavior of Al-Si alloy cylinder liner prepared by laser finishing / C. Di, M. Jin, F. Du, W. Wang, T. Shen, J. Xu // Proc. Inst. Mech. Eng.

Part D J. Automob. Eng. – 2018. – № 232. – P. 1944–1949.
<https://doi.org/10.1177/0954407017737873>.

193. Гунченко В.Ю. Удосконалення системи очищення випускних газів судових дизелів / В.Ю. Гунченко, В.Г. Солодовніков // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 82-87. DOI : 10.31653/smf341.2020.82-87 .

194. Fatjo G. Piston-ring film thickness: Theory and experiment compared / G. Fatjo, E. Smith, I. Sherrington // Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol. – 2018. – № 232. – P. 550–567. <https://doi.org/10.1177/1350650117722257>.

195. Тымкив А.В. Оценка эффективности технической эксплуатации судовой энергетической установки / Тымкив А. В. // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту, 2019. – Вип. 1(58). – С. 101-109.

196. Tymkiv O. Ways to improve ship power plants / O. Tymkiv // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2019. – № 1-2. – P. 49-51. doi.org/10.29013/AJT-19-1.2-49-51.

197. Левтеров А.М. Влияние на показатели поршневых двигателей биокомпонентов и наноматериалов различного типа / А.М. Левтеров, А.А. Левтеров // Двигуни внутрішнього згорання. – 2021. – № 2. – С. 12-23. DOI : 10.20998/0419-8719.2021.2.02.

198. Fotovvati B. Laser-Assisted coating techniques and surface modifications: A short review. / B. Fotovvati, A. Dehghanghadikolaei, N. Namdari // Part. Sci. Technol. – 2021. – № 39. – P. 738–747. <https://doi.org/10.1080/02726351.2020.1812778>.

199. Graziano B. On the Potential of Oxygenated Fuels as an Additional Degree of Freedom in the Mixture Formation in Direct Injection Diesel Engines / B. Graziano // SAE Int. J. Fuels Lubr. – 2015. – № 8. – P. 62–79. <https://doi.org/10.4271/2015-01-0890>.

200. Солодовніков В.Г. Забезпечення технічного стану судових дизелів шляхом кавітаційної обробки палива / В.Г. Солодовніков // Суднові

енергетичні установки : наук.-техн. зб. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 65-69. DOI : 10.31653/smf340.2020.88-94.

201. Грабовенко О.І. Використання рослинної олії в якості палива в середньообертовому дизельному двигуні / О.І. Грабовенко, С.М. Доценко, В.В. Нестеренко, І.А. Швець // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. – № 2. – С. 79-86. DOI : 10.20998/0419-8719.2021.2.11.

202. Сагін С.В. Діагностування технічного стану суднових енергетичних установок засобів водного транспорту / С.В. Сагін, Ю.В. Заблоцький // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2023. – № 2(38). – С. 59-70. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.1.37.06.

203. Марченко А.П. Визначення комплексного паливно-екологічного критерія для дизеля при роботі на водотопливної емульсії / А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, А.В. Савченко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. – № 2. – С. 31-37. DOI : 10.20998/0419-8719.2021.2.04.

204. Мадей В.В. Використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження / В.В. Мадей // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 93-110. doi : 10.31653/smf44.2022.93-110.

205. Kuropyatnyk O.A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines / O.A. Kuropyatnyk // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 217-228.

206. Сагін С.В. Аналіз основних способів зниження емісії оксидів азоту дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту / С.В. Сагін, Р.В. Побережний // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132-141. doi : 10.31653/smf44.2022.132-141.

207. Поправки до технічного кодексу про контроль за викидами оксидів азоту з суднових дизельних двигунів (Технічний кодексу із NO_x 2008 року. Резолюція МЕРС.317(74), прийнята 19 травня 2009 року. Офіційний переклад.

<https://marad.gov.ua/storage/app/sites/1/international-activities/mers31774priynyata-17-travnya-2019-roku.pdf> (дата звернення: 05.01.2024).

208. Парсаданов І.В. Урахування шкідливої дії діоксину вуглецю при комплексній оцінці витрати палива і токсичності відпрацьованих газів дизельних двигунів / І.В. Парсаданов, І.В. Рикова // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2022. – № 1. – С. 35-40. DOI : 10.20998/0419-8719.2022.1.05.

209. Van T.G. Global impact of recent IMO regulation on marine fuel oil refining processes and ship emissions / T.G. Van, J. Ramirez, Z. Ristovskim, R.J. Brown // Transp. Res. Part D Transp. Environ. – 2019. – № 70. – P. 123–134. <https://doi.org/10.1016/j.trd.2019.04.001>.

210. Марченко О.О. Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив / О.О. Марченко, С.В. Сагін // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 10-14. DOI : 10.31653/smf341.2020.10-14.

211. Кривий М.О. Визначення впливу властивостей моторних мастил на розподіл тиску в парах ковзання суднових дизелів / М.О. Кривий, С.В. Сагін // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 18-24. doi : 10.31653/smf43.2021.18-24.

212. Столярик Т.О. Прогнозування якісних характеристик роботи систем циліндрового мащення суднових дизелів / Т.О. Столярик // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132-141. doi: 10.31653/smf46.2023. 132-141.

213. Sagin S. Impact of Biofuel on the Environmental and Economic Performance of Marine Diesel Engines / S. Sagin, S. Karianskyi, V. Madey, A. Sagin, T. Stoliaryk, I. Tkachenko // Journal of Marine Science and Engineering. – 2023. – Vol. 11(1). – P. 120. <https://doi.org/10.3390/jmse11010120>.

214. Заблоцький Ю.В. Аналіз особливостей процесу мащення циліндрової групи суднових дизелів / Ю.В. Заблоцький // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 46. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 67-77. doi : 10.31653/smf46.2023.67-77.

215. Vadivel A. Experimental Investigation of Thermal Barrier (8YSZ-MGO-TiO₂) Coated Piston used in Diesel Engine / A. Vadivel, S. Periyasamy // Journal of Applied Fluid Mechanics. – 2020. – № 13(4). – P. 1157–1165. DOI: 10.36884/jafm.13.04.30825.

216. Vural E. The Study of Microstructure and Mechanical Properties of Diesel Engine Piston Coated with Carbide Composites by Using HVOF Method / E. Vural // Transactions of the Indian Institute of Metals. – 2020. – № 73. – P. 2613–2622. <https://doi.org/10.1007/s12666-020-02055-y>.

217. Кобзарук О. Дослідження фреттинг-процесів при циклічній зміні напруженого стану у плямі контакту / О. Кобзарук, В. Бабінець // Вісник Одеського національного морського університету. – 2021. – № 65. – С. 138–151. <https://doi.org/10.47049/2226-1893-2021-2-138-151>.

218. Dzyura V. Determining Optimal Parameters of Regular Microrelief Formed on the End Surfaces of Rotary Bodies / V. Dzyura, P. Maruschak, O. Prentkovskis // Algorithms. – 2021. – № 14. – P. 46. <https://doi.org/10.3390/a14020046>.

219. Panchuk M. New Technologies for Hull Assemblies in Shipbuilding / M. Panchuk, A. Ślaskowski, A. Panchuk, I. Semianyk // Naše More. – 2021. – № 68. – P. 48–57. <https://doi.org/10.17818/NM/2021/1.6>.

220. Yu A. Influence of tribomagnetization on wear debris trapping processes of textured dimples / A. Yu, W. Niu, X. Hong, Y. He, M. Wu, D. Chen // Tribology International. – 2018. – № 121. – P. 84–93. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.01.046>.

221. Zavos A. Investigation of the top compression ring power loss and energy consumption for different engine conditions / A. Zavos, G. Nikolakopoulos // Tribology - Materials, Surfaces & Interfaces. – 2022. – № 16(2). – P. 130–142. <https://doi.org/10.1080/17515831.2021.1907682>.

222. Мельник О.М. Методика організації самооцінки ефективності системи управління безпекою судноплавної компанії / О.М. Мельник,

О.А. Онищенко, Д.Г. Парменова // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2023. – Вип. 1(37). – С. 154-160. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.1.37.17.

223. Майданевич С.Б. Суб'єкти та принципи міжнародного морського права / С.Б. Майданевич, О.М. Тимошук // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2021. – Вип. 3(34). – С. 39-47. doi.org/10.33298/2226-8553/2021.3.34.05.

224. Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в судових дизелях / Т.О. Столярик // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-156. doi: 10.31653/smf44.2022.142-156.

225. Савчук В.П. Вплив технічного стану елементів масляної системи високообертового дизеля Д246.4 на параметри пульсацій тиску моторного масла / В.П. Савчук, Є.В. Білоусов, Д.В. Курносенко, Г.Я. Тулученко // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 2(36). – С. 84-96. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.2.36.07.

226. Сорокін Р.Р. Ефективність використання неньютонівських рідин у гідродинамічних демпферах крутильних коливань колінчастого валу судового дизеля / Р.Р. Сорокін, С.В. Козицький // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2020. – Вип. 41. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 88-96. doi : 10.31653/smf341.2020.88-96.

227. Столярик Т.О. Забезпечення режимів мащення чотиритактних судових дизелів / Т.О. Столярик // Автоматизація судових технічних засобів : наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 90 – 105. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-90-105.

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

229. Сагін С.В. Метод управління факторами ризику виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів

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

230. Сагін С.В. Розробка методу діагностування технічного стану елементів головної енергетичної установки засобів водного транспорту / С.В. Сагін, Бондар С.А. // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2023. – № 2(38). С. 59-70. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.1.37.06.

231. Лихогляд К.А. Розвиток судової енергетики / К.А. Лихогляд, М.А. Мусорін, Т.М. Мазур // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 140-150. doi : 10.31653/smf43.2021.140-150.

232. Суворов П.С. Деякі питання оцінки енергоефективності судна в умовах енергетичного переходу у внутрішньому судноплавстві / П.С. Суворов, Т.В. Тарасенко, В.І. Залож // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2023. – № 2. – С. 37-45. doi : 10.20998/0419-8719.2023.2.05.

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

234. Столярик Т.О. Визначення критерію для діагностування та прогнозування технічного стану циліндрової групи судових малообертових дизелів / Т.О. Столярик // Матеріали IV міжнародної науково-практичної конференції «Дніпровські читання-2023», 07 грудні 2023 р. – Київ : ДУІТ. – 2023. – С. 36-40.

235. Столярик Т.О. Аналіз енергетичної ефективності методів, що забезпечують процес мащення судових дизелів / Т.О. Столярик // Матеріали V міжнародної морської науково-практичної конференції кафедри СЕУ і ТЕ ОНМУ «Marine Power Plants & Operation MPP&O-2024», 05 березня 2024 р. – Одеса : ОНМУ. – 2024. <https://2024.depas.od.ua>.

ДОДАТОК

Акти впровадження результатів дисертаційного дослідження



УКРАЇНА

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

вул. Дідріхсона, 8, м. Одеса, 65029, тел.: (+38 048) 793-1672, факс: (+38 048) 793-1694
 www.onma.edu.ua e-mail: info@onma.edu.ua Код ЄДРПОУ 01127799

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Перший проректор
 Національного університету
 «Одеська морська академія»
 д-р юрид. наук, професор
 Шемякін О. М.
 09.09.2024 р.

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи
Столярика Тимура Олександровича
 на тему «Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського
 транспорту»
 в освітньому процесі Національного університету «Одеська морська академія»

Ми, що нижче підписались, начальник навчального відділу Національного університету «Одеська морська академія» Пархоменко М.М., директор навчально-наукового інституту інженерії, к-т техн., наук, професор Колегаєв М.О., завідувач відділу аспірантури та докторантури к-т техн., наук, доцент Волков О.М. склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи Столярика Тимура Олександровича на тему «Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту» впроваджені в освітній процес під час підготовки здобувачів освіти навчально-наукового інституту інженерії та аспірантури, а саме:

1) технологія проведення оптичних досліджень з вимірювання крайових кутів змочування та визначення товщини мастильної плівки, технологія нанесення наночарів органічних покриттів та технологія виготовлення стійких сумішей поверхнево-активних речовин та моторних мастил – під час викладення освітнього компоненту «Дослідницький практикум» (для здобувачів наукового ступеню доктор філософії);

2) послідовність визначення механічних втрат в судових двигунах внутрішнього згоряння під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками – під час викладення освітніх компонентів «Енергоресурсозбереження на морському та внутрішньому водному транспорті» (для здобувачів наукового ступеню доктор філософії) та «Процеси перетворення енергії судових силових установок» (для здобувачів наукового ступеню магістр);

3) метод визначення швидкості зміни загального лучного числа – під час викладення освітніх компонентів «Екологічна безпека та альтернативні джерела енергії» (для здобувачів наукового ступеню магістр) та «Технологія використання робочих речовин» (для здобувачів наукового ступеню бакалавр).

Начальник навчального відділу

Микола ПАРХОМЕНКО

Завідувач відділу аспірантури та докторантури,
к-т техн., наук, доцент

Олександр ВОЛКОВ

Директор навчально-наукового інституту інженерії,
к-т техн., наук, професор

Михайло КОЛЕГАЄВ





BERNHARD SHULTE
SHIPMANAGEMENT (DEUTSCHLAND) GmbH & Co.KG
 Vorsetzen 54 – DE 20459 Hamburg Germany

АКТ

про використання окремих результатів дисертаційної роботи

Столярика Тимура Олександровича

«Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту»

Цей акт складений у тому, що окремі технологічні розробки, які запропоновані у дисертаційному дослідженні **«Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту»** Столяриком Тимуром Олександровичем, а саме технологія керування структурними характеристиками мастил, що використовуються в системах циліндрового мащення, була впроваджена на дизелі 8K80ME MAN-Diesel & Turbo судна класу Container Ship дедвейтом 37620 тонн (при цьому було забезпечено 1,75...4,5-кратне зменшення вмісту металевих домішок у відпрацьованому мастилi та 2,8-кратне уповільнення зниження загального лужного числа відпрацьованого мастила).

Капітан т/х «Gaz Majestic»
 Master of m/v «Gaz Majestic»

Старший механік т/х «Gaz Majestic»
 Chief Engineer of m/v «Gaz Majestic»



Д.О. Коломієць
 12.12.2022

С.С. Сальніков
 12.12.2022



INTERUNITY MANAGEMENT CORPORATION S.A.
69 Ethnikis Antistaseos Str., 15231 Athens, Greece

АКТ

щодо використання результатів дисертаційної роботи на здобуття
наукового ступеню доктора філософії

Столярика Тимура Олександровича

**«Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та
морського транспорту»**

Цей акт засвідчує, що запропонована у дисертаційному дослідженні «Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту» Столяриком Тимуром Олександровичем технологія керування структурними характеристиками мастил, що використовуються в системах циліндрового мащення, була використана на дизелі 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo судна класу Bulk Carrier дедвейтом 37620 тонн.

При цьому було забезпечено (під час експлуатації дизеля дизелі 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo протягом 1000 годин) 1,5...3,3-кратне зменшення вмісту металевих домішок у відпрацьованому мастилi та 2,1-кратне уповільнення зниження загального лужного числа відпрацьованого мастила.

Капітан м/в "Roberta"

Старший механік м/в "Roberta"



О. Хандов
17.05.2023

М. Манітенко
17.05.2023



INTERUNITY MANAGEMENT CORPORATION S.A.
69 Ethnikis Antistaseos Str., 15231 Athens, Greece

АКТ

щодо використання результатів дисертаційної роботи на здобуття
наукового ступеню доктора філософії
Столярика Тимура Олександровича
**«Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та
морського транспорту»**

Цей акт засвідчує, що запропонований у дисертаційному дослідженні «Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту» Столяриком Тимуром Олександровичем метод удосконалення система циркуляційного мащення (який полягав в використанні поверхнево-активні речовини, що додавалися до моторного мастила), був використано під час експлуатації суднового дизеля 6L16/24 MAN Diesel судна класу General Cargo дедвейтом 15600 тонн.

Це забезпечило збільшенню на 3,2 % механічного коефіцієнту корисної дії дизеля та 2,2-кратному уповільненню зниження загального лужного числа моторного мастила, а також уповільненню на 6,19 % зниження тиску стиснення та зниженню на 5,34 % температури випускних газів під час 1000-годинної експлуатації дизеля.

Капітан m/v "Ariatosi"

Старший механік m/v "Ariatosi"



Е. Платов
11.02.2023

О. Колесников
11.02.2023

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи

Столярика Тимура Олександровича

«Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту»

(спеціальність 271 – морський та внутрішній водний транспорт)

Цей акт складений 11.11.2023 р. у тому, що окремі технологічні розробки, які запропоновані у дисертаційному дослідженні **«Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту»** Столяриком Тимуром Олександровичем (а саме технологія, що сприяє утворенню додаткового наночару органічного покриття на поверхнях вкладишів підшипників), була використана на дизелі CatC18 судна “Straitsund” дедвейтом 8340 тонн, що забезпечило перебіг динамічних перехідних процесів з меншим закидом частоти обертання та меншим часом виходу на новий сталий режим роботи.

Master

Chief Engineer



Daniel Honkines

Alex Perchovich





10, Bunina str.,
Marine Business Center,
off. 5, 9, 1st floor,
Odessa, 65026, Ukraine
tel. +380 482 30 78 30
+380 482 30 78 85
+380 482 30 77 34
info@mcm-company.com;
crew@mcm-company.com
www.mcm-company.com

Товариство з обмеженою відповідальністю
МАРІН КРЮ МЕНЕДЖМЕНТ

65026, Україна,
м. Одеса, вул. Буніна, 10,
Морський бізнес центр,
офіс 5, 9, 1-ий поверх
тел. +380 482 30 78 30
+380 482 30 78 85
+380 482 30 77 34
info@mcm-company.com;
crew@mcm-company.com
www.mcm-company.com

АКТ

щодо використання результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового
ступеню доктора філософії
Столярика Тимура Олександровича
**«Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та
морського транспорту»**

Цей акт складений 20.12.2023 р. у том, що технологія комплексного керування структурними характеристиками моторних мастил, яка передбачає нанесення на контактуючі поверхні органічних покриттів та додавання до мастила поверхнево-активних речовин з оптимальною концентрацією, була використана у системі циркуляційного мащення дизеля 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo судна класу Bulk Carrier дедвейтом 37620 тонн, при цьому було досягнуте 2,3-кратне зниження швидкості окислення моторного мастила, зниження на 4,4 % температури випускних газів; збільшення на 2,54 % механічного коефіцієнту корисної дії дизеля, збільшення на 7,23 % тиску наприкінці стиснення.

Директор «Marine Crew Management»



Теафанов І.В.



SAFESHIP MANAGEMENT INC.

2 Eptanisou Street, 15231 Halandri, Greece

АКТ

про використання окремих результатів дисертаційної роботи

Столярика Тимура Олександровича

«Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту»

Ми, що нижче підписалися, капітан та старший механік т/х «Gaz Liberty» О.І. Суслін та О.А. Куропятник, підтверджуємо, що технологія забезпечення режимів мащення суднових дизелів, а саме блок дозування поверхнево-активної речовини до моторного мастила, що забезпечує утворення їх стійких сумішей, був встановлено у системі циркуляційного мащення дизеля 6EY18AL Yanmar. Це дозволило на 3,2 % підвищити механічний коефіцієнт корисної дії дизеля та досягти 2,5-кратного уповільнення зниження загального лужного числа моторного мастила.

Капітан т/х «Gaz Liberty»
Master of m/v «Gaz Liberty»

Старший механік т/х «Gaz Liberty»
Chief Engineer of m/v «Gaz Liberty»



О. І. Суслін
O. Suslin

О. А. Куропятник
O. Kuropyatnyk

АКТ
 про використання результатів дисертаційної роботи
 Столярика Тимура Олександровича
**«Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського
 транспорту»**
 (спеціальність 271 – морський та внутрішній водний транспорт)

Цей акт складений 08.04.2023 р. у тому, що окремі технологічні розробки, які запропоновані у дисертаційному дослідженні **«Забезпечення режимів мащення дизелів суден річкового та морського транспорту»** Столяриком Тимуром Олександровичем, а саме технологія, що сприяє утворенню додаткового наношару органічного покриття на поверхнях вкладишів підшипників, була використана на дизелі 5L23/30 MAN-Diesel&Turbo судна класу Bulker Carrier дедвейтом 34630 тонн. Протягом подальшої експлуатації дизеля це забезпечило:

- 2,2...4,5-кратне уповільнення швидкості зниження загального лужного числа;
- 1,8...2,6-кратне зменшення кількості часток, що характеризують зношування контактуючих поверхонь та забруднення мастила;
- підтримання енергетичних та покращення екологічних показників роботи дизеля 5L23/30 MAN-Diesel&Turbo.

Капітан т/х «UTE»

Старший механік т/х «UTE»



Stiv Perensen



Georg Bainy

MV "UTE"
 IMO 9433339
 St. John's