

В.П. Савчук, Є.В. Білоусов, Д.В. Курносенко

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

Дослідження працездатності підшипників кривошипно-шатунного механізму (КШМ) суднових малооберткових двигунів (МОД) має за мету підвищити експлуатаційну надійність та скорочення експлуатаційних витрат суднової енергетичної установки. Сучасні економічні вимоги та екологічні обмеження емісії шкідливих речовин випускних газів суднових дизелів призвели до зміни умов протікання робочого процесу в їх циліндрах, що в поєднанні із застосуванням економічних швидкостей руху суден створюють нові умови навантаження підшипникових вузлів КШМ малооберткових двигунів. Для створення сучасних систем моніторингу та діагностування працездатності підшипників КШМ і прогнозування їхнього ресурсу, необхідно розробити відповідні критерії для їх оцінювання. Для визначення показників, які характеризують умови навантаження підшипників КШМ МОД необхідно виконувати збір даних для моделювання робочого процесу в циліндрах двигуна та динамічні характеристики КШМ. Це надасть змогу проаналізувати поточні умови навантаженості підшипникового вузла і, за можливості, уникнути тривалого часу роботи. Проведено дослідження впливу протікання робочих процесів малооберткового дизеля 8K90MC-C виробника MAN B&W, що працює за номінальною гвинтовою характеристикою, на умови навантаження підшипників крейцкопфного вузла. Також виконано аналіз обмежувальних характеристик головного двигуна із врахуванням обраного режиму проектного максимально тривалої потужності (SMCR). Наведено методiku проведення динамічного розрахунку із використанням твердотільного моделювання масових характеристик шатунна. В якості критеріїв оцінки працездатності обрано характеристики сумарної сили, що діє на підшипник крейцкопфного вузла, середнє навантаження та характеристика підшипника $p_m \cdot v_b$. Надано оцінку ефективності застосування наведених показників та критерію $p_m \cdot v_b$. Вказано на доцільність використання критерію $p_m \cdot v_b$ для непрямого оцінювання теплового режиму навантаження підшипників. Наведено шляхи подальших досліджень в напрямку розробки методів та критеріїв оцінювання та прогнозування працездатності підшипникових вузлів МОД.

Ключові слова: судновий малообертковий двигун; кривошипно-шатунний механізм; крейцкопфний вузол; підшипник ковзання; діагностування працездатності; індикаторна діаграма; момент інерції; середній тиск на підшипник.

Вступ

Головною перевагою пропульсивних комплексів, до складу яких входять головні малооберткові дизелі (МОД), що працюють на гвинт фіксованого кроку, є висока енергоефективність, що забезпечується завдяки високому ККД гребного гвинта та нижчим показникам питомої витрати палива в порівнянні із середньообертковими дизелями (СОД). При збільшенні діаметра гребного гвинта (ГГ) зростає його ККД, додатково зменшується його оптимальна частота обертання, яку можуть забезпечити МОД без застосування додаткових засобів редукції. Важливим аспектом, що впливає на стратегію розвитку сучасного торговельного флоту є забезпечення екологічних вимог міжнародної морської організації (ІМО), що регламентує зокрема емісію оксидів азоту NO_x та вуглекислого газу CO_2 з випускними газами суднових енергетичних установок (СЕУ). Це створює зацікавленість судноплавних компаній у замовленні суден із енергетичними установками, що відповідають як вимогам щодо емісії NO_x , що регламентуються стандартами ІМО Tier II та Tier III. Додатково ІМО було розроблено та запроваджено методiku розрахунку проектного індексу енергоефективності суден – Energy Efficiency Design Index (EEDI) [13], що визначає питомий показник емісії

вуглекислого газу по відношенню до виконаної корисної роботи: $\text{CO}_2/(\text{т} \cdot \text{миля})$ для балкерів та $\text{CO}_2/(\text{TEU} \cdot \text{миля})$ танкерів чи для суден-контейнеровозів. Очікується значне скорочення викидів CO_2 за рахунок не тільки запровадження конструктивних чи технічних змін СЕУ, але й широкого застосування експлуатаційних заходів, таких як оптимізація швидкості судна чи оптимізація рейсу. Оцінку ефективності застосування експлуатаційних заходів здійснюють за рахунок розрахунку індексу енергоефективності суден, що знаходяться в експлуатації – Energy Efficiency Existing Ship Index (EEXI) [12].

Головними конструктивними заходами, що впливають на скорочення витрати палива СЕУ є оптимізація елементів пропульсивного комплексу, зокрема енергетичної установки, застосування фірмових методів оптимізації питомої витрати палива до характерних режимів навантаження головних МОД, застосування технології дефорсування (derating) дизелів з метою підвищення його термодинамічної ефективності через підвищення співвідношення максимального тиску згоряння p_{max} до середнього ефективного тиску p_e , застосування технології «cut-out», що направлена на виведені одного із газотурбонагнітачів (ГТН) з роботи при тривалій роботі суднового МОД на низьких режимах навантаження та

ін. Очевидно, що такий широкий та далеко не повний перелік заходів є можливим за рахунок гнучкості вибору режиму проектної максимально тривалої потужності МОД (SMCR) та надає можливості здійснювати оптимізацію налаштувань головного МОД до змінних екологічних та економічних факторів впливу на морський транспорт.

Розглянуті аспекти впливу на вибір проектної потужності (SMCR), оптимізація налаштувань робочого процесу та режими роботи головних МОД не можуть не вплинути на умови навантаження підшипникових вузлів кривошипно-шатунного механізму (КШМ), що повинні забезпечувати високі показники надійності з огляду на їх значний вплив на забезпечення працездатності та високих показників безвідмовності дизелів.

Метою дослідження є визначення потенційно несприятливих режимів навантаження малооборотних дизельних двигунів в напрямку забезпечення працездатності підшипникових вузлів кривошипно-шатунного механізму на прикладі двигуна 8K90MC-S виробництва фірми MAN B&W.

Викладення основного матеріалу

Діапазон вибору проектної потужності SMCR (specified maximum continuous rating) двигунів виробника MAN B&W обмежується паралелограмом із вершинами L_1 , L_2 , L_3 і L_4 (рис. 1) [3]. Точка L_1 позначає номінальний максимально тривалий режим експлуатації (MCR) при 100% від номінальної потужності двигуна і 100% від номінальної частоти обертання. Точки L_2 , L_3 і L_4 позначають три інших кути області діаграми.

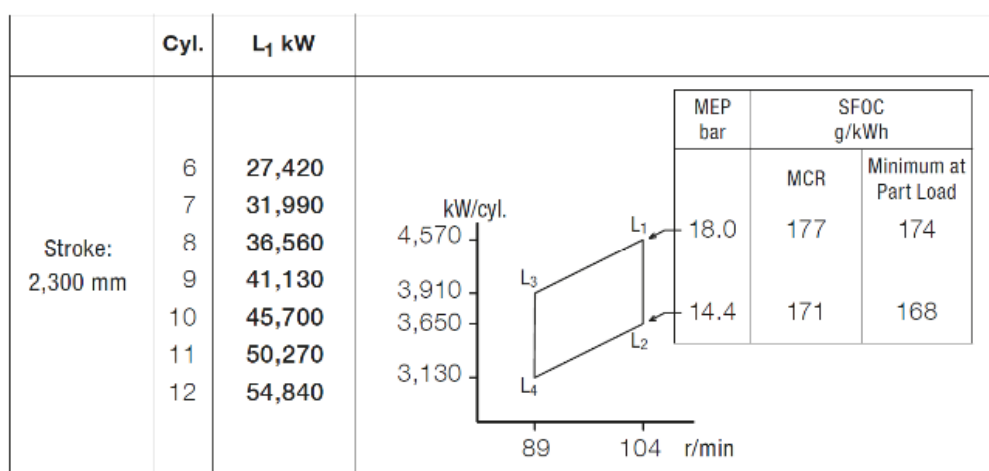


Рис. 1. Діаграма для вибору встановлених (специфікаційних) значень потужності і частоти обертання колінчастого валу МОД серії K90MC-S [3]

Для аналізу режимних обмежень, що застосовуються виробником дизелів серії K90MC-S наведено обмежувальні характеристики для вибору режимів роботи двигунів даної серії без обмеження в часі (рис. 2). Дані обмежувальні характеристики не можуть бути застосовані для якогось конкретного дизеля, а демонструють можливість їх застосування при призначенні в якості проектної потужності множини комбінації ефективної потужності / частоти обертання, що лежить на лінії L_1 - L_3 . Обмеження досяжних режимів роботи виробник накладає на допустиму частоту обертання колінчастого валу, ефективну потужність, крутний момент (середній ефективний тиск) та теплові напруження, що обмежуються роботою системи наддуву дизеля. На даному рисунку також зображено точку проектної потужності SMCR (т. А) дизеля 8K90MC-S судна DANA, та його обмежувальні характеристики за наддувом (лінія 4), за номінальним крутним момен-

том чи середнім ефективним тиском (лінія 5), за потужністю (лінія 7) та за частотою обертання колінчастого валу (лінія 3).

Дизель 8K90MC-S має наступні характеристики (SMCR):

- ефективна потужність N_e – 36540 кВт;
- частота обертання колінчастого валу n – 100,4 хв⁻¹;
- середній ефективний тиск p_e – 16,8 бар.

Оскільки зміна ефективної потужності МОД, що працює на гвинт фіксованого кроку (ГФК) здійснюється за гвинтовою характеристикою, то обраний режим роботи дизеля буде залежати від гідродинамічного опору судна (гвинтової характеристики), погодних умов та обраної швидкості судна (частоти обертання ГГ). Використання оптимальної швидкості судна призводить до зменшення частоти обертання ГГ, що призводить в деяких випадках до значного зниження потужності дизеля та роботи в діапазоні 10...40 % SMCR (режим «slow

steaming»). Зниження частоти обертання ГТ на 20 % сприяє зниженню потужності на 60 %, що дає можливість скоротити рейсову витрату палива та,

відповідно, значення індексу енергоефективності EEXI в 2 рази [4].

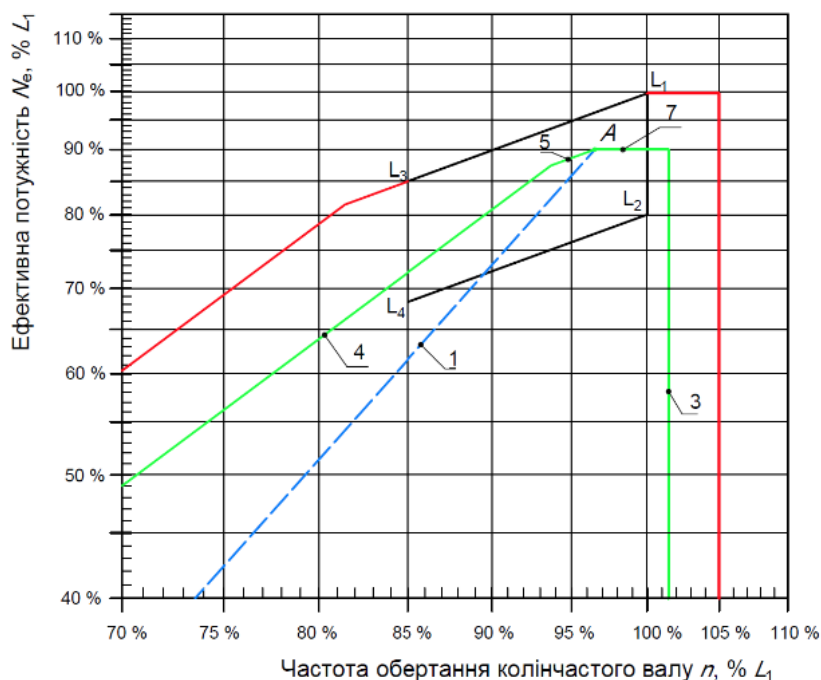


Рис. 2. Гвинтова (1) та обмежувальні характеристики (3), (4), (5) і (7) головного двигуна 8K90MC-C судна DANA

Робота в таких складних умовах призводить до зменшення швидкості ковзання підшипникових вузлів поряд із відносним підвищенням тиску в циліндрах внаслідок застосування фірмових методів оптимізації витрати палива Low Load (IMO Tier II). Дані методи застосовують оптимізовані налаштування ГТН до конкретного діапазону навантажень дизеля чи систему «cut-out», яка призначена для підвищення тиску наддуву при роботі дизелів в умовах часткових та низьких навантажень. Такі особливості організації робочого процесу змінюють баланс сил в КШМ та можуть сприяти порушенню гідродинамічного режиму роботи підшипників крейцкопфного вузла [7].

При аналізі працездатності підшипників КШМ судових дизелів необхідно виконати збір необхідних показників, що забезпечують можливість виконання моделювання як робочих процесів в циліндрах дизеля, так і робочих процесів, що відбуваються у підшипниках ковзання. Послідовність виконання збору інформації виконують за послідовністю, що представлено на рис. 3.

Отримані результати моделювання масових показників шатуну:

- відстань від осі шатунного підшипника до

центру маси шатуну 2,01 м;

- момент інерції шатуну $I_{zz}=14683,19 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

При розрахунку сил, що діють в КШМ, вихідною силою є сумарна сила P_Σ , що діє на поперечину крейцкопфа – алгебраїчна сума сил тиску газів P_T діючих на днище поршня, і сил інерції P_j мас деталей, що рухаються зворотно-поступально:

$$P_\Sigma = P_T + P_j. \quad (1)$$

Значення тиску газів у циліндрі P_T , визначають із індикаторної діаграми, побудованої за результатами теплового розрахунку двигуна. В даному випадку проводились дослідження для 11 режимів роботи дизеля в діапазоні 10...110 % SMCR (інтервал 10 % SMCR). На рис. 5 представлено індикаторні діаграми, що отримано розрахунковим шляхом для кількох режимів роботи.

Так, для визначення умов протікання робочого процесу в підшипнику КШМ необхідно мати дані, що стосуються параметрів робочого процесу в циліндрах дизеля, частоти обертання колінчастого валу, масових характеристик рухомих деталей КШМ, геометрії підшипникових вузлів, значення експлуатаційних зазорів в підшипниках та параметри системи змащування: тип циркуляційної оливи, тиск та температура оливи на вході в підшипник.

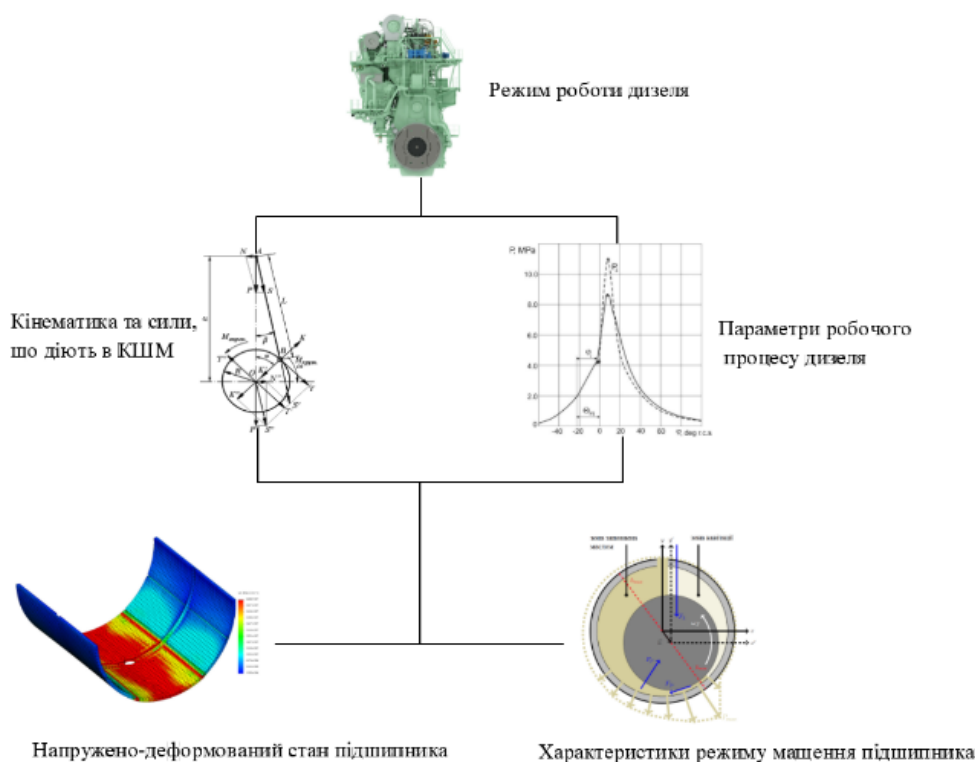


Рис. 3. Послідовність виконання збору інформації при моделюванні підшипників КШМ

Також оцінку працездатності підшипникових вузлів доцільно виконувати шляхом аналізу динамічних характеристик КШМ: величини та вектору дії сили на підшипник, швидкості ковзання та гідродинамічних показників вузла: мінімальна товщина змащувального шару, максимальний тиск в змащувальному шарі, розподіл температури оливи в підшипнику та ін..

Найбільш простим та інформативним способом дослідити умови експлуатації підшипникових вузлів є аналіз сил, що їх навантажують.

При виконанні кінематичного аналізу КШМ зазвичай користуються безрозмірною характеристикою КШМ $\lambda = R/L$, де R і L радіус кривошипа і довжина шатуна відповідно.

Переміщення S_x , швидкість W та прискорення J поршня в залежності від кута повороту колінчастого вала φ визначається за виразами [2]:

$$S_x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]; \quad (2)$$

$$W = R \cdot \omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right), \quad (3)$$

$$J = \frac{dW}{dt} = R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \quad (4)$$

де ω – кутова швидкість колінчастого вала, рад/с.

Для моделювання навантажень на елементи та вузли КШМ дизеля 8K90MC-C необхідно визначити масові характеристики його рухомих вузлів. Значення маси вузлів КШМ наведено в табл. 1.

Таблиця 1. Маса вузлів КШМ двигунів серії K90MC-C [3]

Назва вузла	Маса, кг
Поршень в зборі	3863
Крейцкопфний вузол в зборі	7300
Шатун в зборі	8515
Загальна маса	19678

Значення моменту інерції шатуна доцільно визначати за допомогою методів твердотільного моделювання. 3D модель шатуна наведено на рис. 4.



Рис. 4. Твердотільна модель шатуна в зборі дизеля K90MC-C

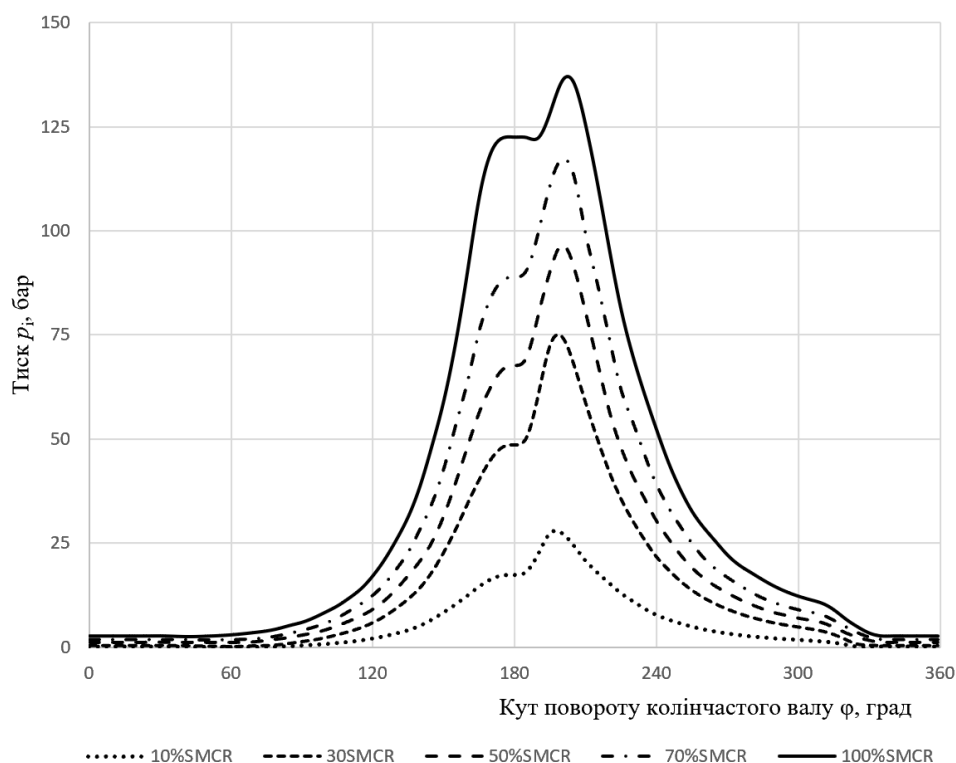


Рис. 5. Індикаторні діаграми дизеля 8K90MC-C

Сила інерції деталей КШМ, що рухаються поступально, визначають за виразом [2]:

$$P_j = -m_j J, \quad (5)$$

Силу P_Σ , що діє уздовж осі циліндра, можна розкласти на дві складові:

– бічну силу N , перпендикулярну до осі циліндра:

$$N = P_\Sigma \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad (6)$$

– силу S , спрямовану уздовж осі шатуна:

$$S = P_\Sigma / \cos \beta, \quad (7)$$

де β – кут відхилення шатуна, що відповідає куту повороту кривошипа φ за співвідношенням:

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \varphi). \quad (8)$$

В результаті проведених розрахунків отримано сили, що діють на підшипник крейцкопфного вузла. Для наочності виведено результати тільки кількох режимів навантаження дизеля (рис. 6). Даний графік побудовано в полярній системі координат і демонструє вектор дії та величину сили по відношенню до нерухомої системи координат циліндру (вісь циліндра і вертикальна вісь графіка співпадають).

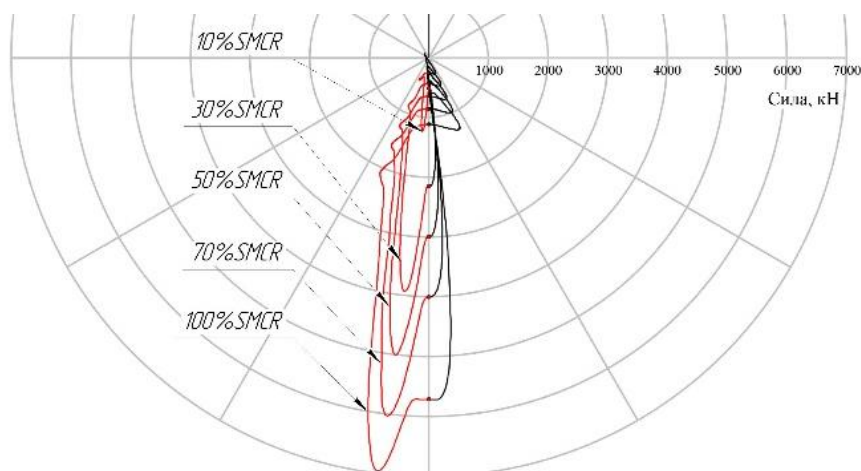


Рис. 6. Полярна діаграма сумарної сили P_Σ , що діє на підшипник крейцкопфного вузла

Аналіз отриманих результатів вказує на типову концентрацію діючої сили на нижньому вкладиші підшипника. Тільки на режимі 10% SMCR можна досягнути зміни напрямку дії сили, що призводить до розвантаження нижнього вкладиша та забезпечує додаткові умови для прокачування моторної оливи через навантажену зону і цим сприяє охолодженню вкладиша.

При попередньому аналізі працездатності підшипникового вузла скористаємось дослідженням середнього тиску на підшипник, що можна записати як:

$$p_m = \frac{p_{\Sigma}}{D \cdot L}, \quad (9)$$

де D і L – діаметр і ширина підшипника відповідно. Отримані результати наведено у вигляді графіку (рис. 7). Аналіз даних вказує на типове для даного вузла розташування максимального тиску на підшипник для режиму 100% SMCR становить 93,7 бар, що дещо перевищує допустимі значення для даних типів вузлів.

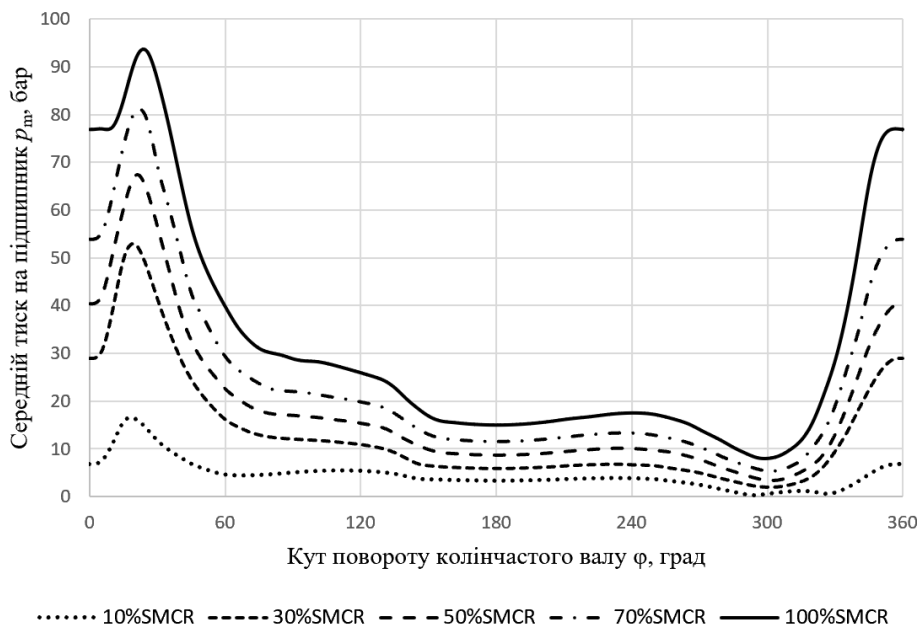


Рис. 7. Значення середнього тиску p_m на підшипник в залежності від кута повороту колінчастого валу (ВМТ відповідає 0° пкв)

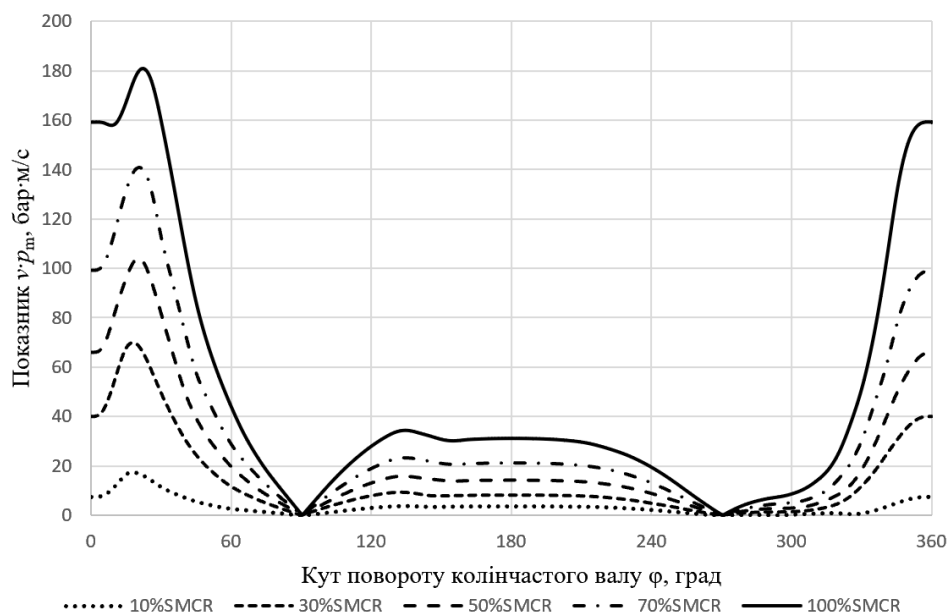


Рис. 8. Залежність критерію $p_m \cdot v_b$ від кута повороту колінчастого валу при різних режимах навантаження дизеля

Оскільки середні значення тиску на підшипник не дають можливості виконати оцінку забезпечення працездатності підшипника, то доцільно скористатись показником, що непрямо вказує на умови теплового режиму роботи підшипникового вузла. Таким показником є критерій $p_m \cdot v_b$, що додатково враховує швидкість ковзання підшипника [8]. Результати розрахунку критерію $p_m \cdot v_b$ для дизеля MAN B&W 8K90MC-C наведено на рис. 8.

Якщо умовно поєднати отримані залежності критерію $p_m \cdot v_b$ із величиною тепловиділення в підшипнику, то можна зробити оцінку інтенсивності виділення тепла і визначити межі найбільш небезпечної ділянки підшипника, що має ймовірність утворення задирів при погіршенні умов мащення. Але така оцінка потребує додаткових досліджень підшипників для визначення меж працездатності підшипників з урахуванням критерію $p_m \cdot v_b$.

Висновки

Наведені зовнішні економічні та екологічні чинники, що призвели до зміни умов експлуатації головних малообертових дизелів, які працюють на гвинт фіксованого кроку. Показано вплив на умови протікання робочого процесу фірмових методів оптимізації питомої витрати палива та засобів підвищення ефективності роботи дизелів в діапазоні низьких навантажень. Вказано на вплив наведених чинників на умови протікання робочих процесів в підшипниках колінчастого валу сучасних малообертових дизелів. Наведена послідовність збору інформації з використанням моделювання робочих процесів в циліндрах дизеля дозволяє виявити шляхи збору даних і методи їх обробки. Застосований метод твердотільного моделювання шатуну дозволив підвищити точність визначення сил інерції, що діють в КШМ. Застосовано класичний метод визначення динамічних показників КШМ для визначення сил, що діють на підшипник крейцкопфного вузла. Проведений аналіз сил, що діють на досліджуваний підшипник, вказує на несприятливі умови роботи нижнього вкладиша, окрім режиму навантаження 10% SMCR. Для застосування в діагностичних цілях запропоновано використання показника середнього тиску на підшипник p_m та критерію $p_m \cdot v_b$, що має можливість надавати непряму оцінку теплового стану підшипника. Проведений аналіз працездатності підшипника за показником p_m вказує на перевищення його значення, порівняно з аналогами. Враховуючи відсутність можливості оцінки гідродинамічних показників роботи підшипників необхідно провести додаткову оцінку допустимих меж функціону-

вання підшипникових вузлів при використанні запропонованого критерію $p_m \cdot v_b$, із врахуванням їх поточного технічного стану.

Список літератури:

1. Bilousov I.V. Internal combustion engines of modern marine vessels. Textbook for higher maritime educational institutions [Text] / Bilousov I.V., Bulgakov M.P. – Odesa: Astroprint, 2024. 512 p. 2. Ievgen Bilousov. Modern Marine Internal Combustion Engines [Text] / Ievgen Bilousov, Mykola Bulgakov, Volodymyr Savchuk. – Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping, 2020. – 385 p., DOI: 10.1007 / 978-3-030-49749-1. 3. K98MC. Two-stroke Engines. 2nd Edition: [Project Guide]. – Copenhagen, Denmark: MAN B&W Diesel A/S, 1999 – 243 p. 4. Low Load Operation 10% to 40% Engine Load. SL09-511/MTS: [Service Letter]. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel SE, 2009. – 7 p. 5. Lu X. An experimental investigation of dimple effect on the Stribeck curve of journal bearings [Text] / Lu X., Khonsari M.M. – Tribology Letters – 2007. - №27. – pp. 169-176. DOI: 10.1007/s11249-007-9217-x. 6. Денисов В.Г. Методы и средства технического диагностирования судовых энергетических установок: [Монография]. – Одесса: Фенікс, 2008. – 304 с. 7. Мінчев Д.С. Методи діагностики технічного стану двигунів внутрішнього згоряння з використанням цифрових двійників [Текст]: дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: 05.05.03 / Мінчев Дмитро Степанович. – Одеса, 2023 p. 8. Persson S. Testing of Bearing Materials for Large Two-Stroke Marine Diesel Engines [Text] / Persson S., Voelund A., Klit P. – Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology – 2015. - №231(4). – pp. 307-326. DOI:10.1177/1350650115597462. 9. Sun, J. Lubrication Performance of Connecting-Rod and Main Bearing in Different Engine Operating Conditions [Text] / Sun, J., Li, B., Zhu, S. et al. – Chin. J. Mech. Eng., 2019. - №32, 23. DOI: 10.1186/s10033-019-0335-9. 10. Christiansen C. K.. Diesel Engine Tribology [Text]. – Technical University of Denmark. DCAMM Special Report, 2015. - № S193. – 197 p. 11. Inspection and Monitoring of Crank Train Bearings SL12-552/HWC: [Service Letter] Copenhagen, Denmark: MAN Diesel SE, 2012. – 4 p. 12. Annex 7. Resolution MEPC.333(76) 2021 Guidelines on the method of calculation of the attained energy efficiency existing ship index (EEXI) [adopted on 17 June 2021]. – Resolution MEPC – 2021. – 12 p. 13. EEDI - rational, safe and effective [Online resource]: International Maritime Organization. – 2020. Access mode: <https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/EEXI-CII-FAQ.aspx>.

Bibliography (transliterated):

1. Bilousov I.V., Bulgakov M.P. (2024) Internal combustion engines of modern marine vessels. Textbook for higher maritime educational institutions – Odesa, Astroprint, 512 p. 2. Ievgen Bilousov, Mykola Bulgakov, Volodymyr Savchuk (2020). Modern Marine Internal Combustion Engines. – Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping, 385 p., DOI: 10.1007 / 978-3-030-49749-1. 3. K98MC. Two-stroke Engines. 2nd Edition (1999): [Project Guide]. – Copenhagen, Denmark: MAN B&W Diesel A/S, 243 p. 4. Low Load Operation 10% to 40% Engine Load. SL09-511/MTS (2009): [Service Letter]. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel SE, 7 p. 5. Lu X., Khonsari M.M. (2007) An experimental investigation of dimple effect on the Stribeck curve of journal bearings. – Tribology Letters, - №27. – pp. 169-176. DOI: 10.1007/s11249-

007-9217-х. 6. Denysov V.H. (2008) *Metody i sredstva tekhnicheskoho dyagnostyrovannya sudovykh enerhetycheskykh ustanovok [Methods and means of technical diagnostics of ship power plants]*. – Odessa: Feniks, 304 p. 7. Minchev D.S. (2023) *Metody diagnostyky tekhnichnoho stanu dyuhuniv vnutrishn'oho z'horyannya z vykorystannyam tsyfrovyykh dviyniv [Methods for diagnosing the technical condition of internal combustion engines using digital twins]: dys. na zdobuttya nauk. stupnya doktora tekhn. nauk: 05.05.03 / Minchev Dmytro Stepanovych*. – Odesa. 8. Persson S., Voelund A., Klit P. (2015) *Testing of Bearing Materials for Large Two-Stroke Marine Diesel Engines*. – *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, №231(4), pp. 307-326. DOI:10.1177/1350650115597462. 9. Sun, J., Li, B., Zhu, S. et al. (2019) *Lubrication Performance of Connecting-Rod and Main*

Bearing in Different Engine Operating Conditions. – *Chin. J. Mech. Eng.*, №32, 23. DOI: 10.1186/s10033-019-0335-9. 10. Christiansen C.K. (2015) *Diesel Engine Tribology*. – *Technical University of Denmark. DCAMM Special Report, № S193.*, 197 p. 11. *Inspection and Monitoring of Crank Train Bearings SL12-552/HWC (2012): [Service Letter]* Copenhagen, Denmark: MAN Diesel SE, – 4 p. 12. Annex 7. Resolution MEPC.333(76) 2021 *Guidelines on the method of calculation of the attained energy efficiency existing ship index (EEXI) [adopted on 17 June 2021]* (2021). – Resolution MEPC, 12 p. 13. EEDI - rational, safe and effective [Online resource] (2020): International Maritime Organization. Access mode: <https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/EEXI-CII-FAQ.aspx>

Надійшла до редакції 16.06.2025р.

Савчук Володимир Петрович – канд. техн. наук, доц., доцент кафедри транспортних технологій і судноремонту, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, postsavchuk@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5266-850X>.

Білоусов Євген Вікторович – доктор техн. наук, проф., професор кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації, Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, ewbelousov67@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8185-8209>.

Курносенко Дар'я Вікторівна – асистент кафедри транспортних технологій і судноремонту, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, dasha10021991@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-3417-8766>

STUDY OF THE IMPACT OF OPERATING MODES OF MARINE LOW-SPEED DIESELS ON THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE CRANK-SHAFT MECHANISM

V.P. Savchuk, Ye.V. Bilousov, D.V. Kurnosenko

The study of the performance of the bearings of the crank-shaft mechanism of ship low-speed engines is aimed at increasing the operational reliability and reducing the operating costs of the ship's power plant. Modern economic requirements and environmental restrictions on the emission of harmful substances with exhaust gases from ship diesel engines have led to changes in the conditions of the working process in the cylinders of diesel engines, which, in combination with the use of economic vessel speeds, create new conditions for loading the bearing assemblies of the crank-shaft mechanism of low-speed engines. To create modern systems for monitoring and diagnosing the performance of the crosshead bearings and predicting their resource, it is necessary to develop appropriate criteria for their evaluation. To determine the indicators that characterize the loading conditions of the crankshaft bearings, it is necessary to collect data for modeling the working process in the engine cylinders and the dynamic characteristics of the crankshaft. This will provide an opportunity to analyze the current loading conditions of the bearing assembly and, if possible, avoid long operating times. The paper studies the influence of the working processes of the low-speed diesel engine 8K90MC-C manufactured by MAN B&W, operating at the nominal propeller characteristic, on the loading conditions of the crosshead bearings. An analysis of the limiting characteristics of the main engine was performed taking into account the selected mode of the design maximum continuous power (SMCR). A method for conducting dynamic calculations using solid-state modeling of the mass characteristics of the connecting rod is presented. As criteria for assessing the performance, the characteristics of the total force acting on the crosshead bearing, the average load and the bearing characteristic $p_m \cdot v_b$ are selected. An assessment of the effectiveness of the application of the above indicators and the $p_m \cdot v_b$ criterion is provided. The feasibility of using the $p_m \cdot v_b$ criterion is indicated for indirect assessment of the thermal load regime of bearings. Directions for further research are given in the direction of developing methods and criteria for assessing and predicting the performance of the bearing assemblies of the low-speed engines.

Keywords: marine low-speed engine; crank-shaft mechanism; crosshead assembly; sliding bearing; diagnostics of performance; indicator diagram; moment of inertia; average pressure on the bearing.