

# Автомобільний, річковий, морський та авіаційний транспорт

УДК 621.43

doi: 10.26906/SUNZ.2022.2.004

О. В. Левченко, О. В. Мельник

Державний університет інфраструктури та технологій, Київ, Україна

## СПОСІБ ЗАПОБІГАННЯ ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГОЛОВНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

**Анотація.** З розвитком науково-технічного прогресу виконання багатьох технологічних операцій на судах автоматизується. Весь комплекс завдань управління технологічними комплексами і технічними процесами, такими як стабілізація частоти обертання колінчастого валу суднового дизеля, підтримання напруги і частоти генератора на заданому рівні, стабілізація рівня і температури води в котлах, стабілізація судна на заданому курсі вирішується на базі обчислювальної техніки. Методи і алгоритми управління судном, експлуатації головних дизельних двигунів, реалізовані в існуючих комплексах засобів автоматизації (КЗА), забезпечують автоматичне керування режимами роботи головного дизельного двигуна (ГДВ). Для запобігання перевантажувальних режимів роботи головного дизельного двигуна та вироблення рекомендацій для прийняття рішень для зниження залежності показників тепломеханічного навантаження від зовнішніх факторів експлуатації обґрунтований та експериментально підтверджений спосіб обмеження впливу зовнішніх умов на теплову і механічну напруженість головних двигунів. Підтверджено гіпотезу про обмеження теплової та механічної напруженості головного двигуна шляхом зміни опору обертання гребного гвинта реалізацією струминного впливу на лопаті. На підставі отриманих результатів можна стверджувати, що додаткова струминна подача води на лопаті гребного гвинта дозволяє виключити перевантаження головних двигунів за параметрами теплової та механічної навантаження в широкому діапазоні режимів роботи судна. Можливість збільшення ступеня завантаження головних двигунів при змінних умовах плавання незалежно від впливу зовнішніх факторів експлуатації сприяє раціональному використанню номінальної потужності, що позитивно вплине на собівартість морських перевезень та забезпечить безаварійну роботу судна.

**Ключові слова:** головні двигуни, гвинт фіксованого кроку, головна енергетична установка, пропульсивний комплекс, зовнішні фактори експлуатації.

### Вступ

Удосконалювання технічної експлуатації суднової енергетичної установки (СЕУ) є одним із пріоритетних спрямованих стратегій розвитку водного транспорту. До основних задач технічної експлуатації головної енергетичної установки (ГЕУ) судна відносяться: запобігання перевантаження головного двигуна (ГД) в умовах плавання, що змінюються, збереження економічності і надійності протягом усього циклу експлуатації [5], виконання екологічних норм, досягнення необхідного конструктивного коефіцієнта енергетичної ефективності.

Реальні умови експлуатації (зовнішні фактори) впливають на показники роботи ГЕУ (довговічність, безвідмовність і ресурс), обмежуючи можливі режими роботи ГД на гвинт фіксованого кроку (ГФК). Навіть незначні відхилення зовнішніх факторів, таких як обростання корпусу, зміна метеорологічних та навігаційних умов плавання від прийнятих при проектуванні, відображаються на положенні гвинтової характеристики (ГХ) та призводять до збільшення матеріальних витрат на технічну експлуатацію суднової дизельної установки. Вплив зовнішніх факторів експлуатації на показники ГД визначається сукупністю параметрів та критеріїв, що формуються при проектуванні судна і його енергетичної установки, узгодженні режимів роботи ГД і гребного гвинта (ГГ).

Аналіз зміни ГХ, у залежності від зовнішніх факторів експлуатації, використовується для оцінки

теплової та механічної напруженості ГД. У технічній літературі й документації звичайно приводяться характеристики двигуна в залежності від частоти обертання при роботі двигуна за номінальною ГХ. При цьому, як правило, не акцентується увага на зміні теплової й механічної напруженості ГД при обваженні або полегшенні ГХ.

Це може привести до перевантаження ГД за показником теплової напруженості (за температурою відпрацьованих газів (ВГ)) та механічної напруженості (за обертальним моментом (ОМ) та максимальному тиску). Зростання теплової та механічної напруженості ГД понад проектні значення, як це відзначено, наприклад, у роботах Васильєва Б.В., Гіттиса В.Ю., веде до різкого зниження безвідмовності та ресурсу деталей [2].

Відповідність прийнятих при проектуванні та впливаючих на ГЕУ при експлуатації зовнішніх й внутрішніх факторів забезпечує збереження необхідних показників надійності ГД. При необхідності, характеристики ГЕУ працюючої на ГФК, корегуються регулюванням ГД та зміною конструкції ГГ. Становлять інтерес способи впливу на лопатеві рупії, які добре зарекомендували себе в суміжній області – аеродинаміці, що дозволяють коректувати режим роботи ГД в експлуатації.

**Аналіз публікацій за темою дослідження.** Особливості роботи двигуна на ГГ завжди були об'єктом пильної уваги вчених. Питання, зв'язані з проектуванням ГЕУ, особливості роботи ГД на ГГ, осо-

близькості використання його потужності описані в працях Кацмана Ф. М., Басіна А. М., Гаврилова В. В., Іванченко А. А., Сахарова В. В., Шишкіна В. А., Овсяннікова М. К. і ін. У зв'язку зі значним ускладненням, що спостерігається у конструкціях двигунів для підвищення коефіцієнту корисної дії (ККД) відзначається, на думку багатьох авторів, недостатня увага споживачеві механічної енергії на судні – гребному гвинту.

**Метою статті** є обґрунтування можливості виключення перевантажувальних режимів роботи головного дизельного двигуна шляхом обмеження впливу зовнішніх факторів експлуатації на його теплову та механічну напруженість за допомогою струмінного впливу на гребний гвинт фіксованого кроку.

### Основна частина

Взаємодія елементів ГЕУ та КС, що утворюють спільно пропульсивний комплекс (ПУ), моделюється за допомогою спільного рішення диференціальних рівнянь рівноваги сил, які діють на корпус судна, і моментів сил, які діють на ГГ.

Для судна, яке рухається прямолінійно, рівняння сил і моментів, що діють на ПК, описується наступними рівняннями.

Рівноважність сил, які діють на КС:

$$M_c = \frac{dv}{d\psi} = \sum P_B + R, \quad (1)$$

де  $M_c$  - маса судна з урахуванням маси доданої води (кг);  $v$  - швидкість руху судна (м/с);  $\sum P_B$  - сумарна тяга гвинтів (Н);  $R$  - опір руху судна (Н).

Рівноважність моментів сил, які діють на ГГ:

$$2 \cdot \pi \sum j \cdot \frac{dn}{d\psi} = M_e + M_{TP} + M_B, \quad (2)$$

де  $\sum j$  - момент інерції обертальних мас ГД, редуктора, валопроводу, які приведені до вісі ГГ та момент інерції ГГ (Н·с<sup>2</sup>·м);  $M_e$  - обертальний момент ГД (Н·м);  $M_{TP}$  - момент тертя в підшипниках валопроводу редуктора та муфт (Н·м);  $M_B$  - момент гідродинамічних сил, які діють на ГГ (Н·м).

Сумарна тяга ГГ визначається формулою:

$$\sum P_e = \sum P(1 - t), \quad (3)$$

де  $P$  - упор ГГ (Н);  $t$  - коефіцієнт засмоктування, який враховує вплив працюючих ГГ на опір корпусу судна.

Маса судна визначається за формулою:

$$M_c = (1 + K_n) \frac{\Delta}{g}, \quad (4)$$

де  $K_n = 0,05 \div 0,15$  коефіцієнт доданої маси;  $\Delta$  - масова водотоннажність судна (Н).

Система диференціальних рівнянь (1) та (2) дозволяє оцінити вплив зовнішніх умов на показники роботи ГД для всіх експлуатаційних режимів.

Для рівномірного прямолінійного руху одного гвинтового судна величина  $\frac{dn}{d\psi}$  обертається в нуль, а рушійні сили (корисна тяга гвинта)  $P_e$  дорівнює та протилежне опору води та повітря  $R$  (Н) [6]:

$$P_e = R, \quad (5)$$

Буксировочна потужність, яка витрачається на рух судна (кВт):

$$N_g = P_e \cdot v, \quad (6)$$

Потужність, яка підведена до ГГ, визначається за формулою:

$$N_B = \frac{N_g}{\eta}, \quad (7)$$

де  $\eta = \eta_b \cdot \eta_k = \frac{(1-t)}{(1-w_t)i}$  - пропульсивний коефіцієнт (0,45 ÷ 0,70);  $t$  - коефіцієнт засмоктування;  $w_t$  - коефіцієнт попутного потоку;  $i$  - коефіцієнт нерівномірності потоку в диску ГГ.

Ефективна потужність МОД, необхідна для руху судна з заданою швидкістю  $v$ , розраховується за формулою:

$$N_e = \frac{N_B}{\eta_{пер}} = \frac{Rv}{\eta \cdot \eta_{пер}}, \quad (8)$$

де  $\eta_{пер} = \eta_{см} \cdot \eta_{вп}$  - ККД передачі (0,92 ÷ 0,97);  $\eta_{см}$  - ККД зеднувальної муфти (0,95 ÷ 0,98);  $\eta_{вп}$  - ККД валопроводу (0,95 ÷ 0,99).

Залежність потужності, які виробляється ГД та споживаною ГГ для досягнення заданої швидкості судна при повністю зануреному гвинті, представляється рівнянням вигляду:

$$N_e \approx C_1 \cdot v^a, \quad (9)$$

де  $C_1$  - коефіцієнт ходової характеристики;  $a = 2,8 \div 3,2$  для судів з помірною швидкістю.

Залежність потужності, необхідної для досягнення потрібної швидкості судна від зовнішніх умов експлуатації представляє собою кубічну параболу (рис. 1) та може бути представлена таким рівнянням:

$$N_e = \frac{v^{2/3} \cdot \psi^3}{C_a}, \quad (10)$$

де  $V$  - об'ємна водотоннажність судна, м<sup>3</sup>;  $v$  - швидкість судна у вузлах;  $C_a$  - адміралтейський коефіцієнт, визначений за результатами випробувань судів з однаковим числом Фруда та відомими початковими показниками потужності  $N_{в0}$ , водотоннажністю  $V_0$  та швидкістю  $v_0$ .

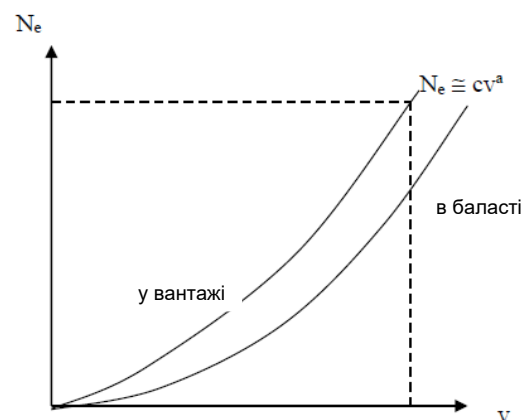


Рис. 1. Ходова характеристика судна

Практично вважається, що при сталості зовнішніх факторів експлуатації, таких як осад, стан моря, сила і напрямку вітру, швидкість судна прямо

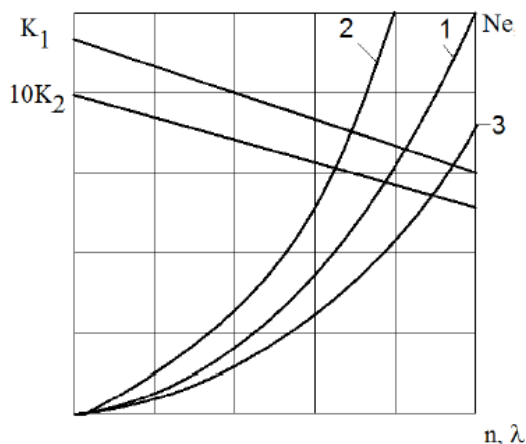
пропорційна частоті обертання ГГ, і тоді потужність, яка підводиться до гвинта, описується такою залежністю:

$$N_e = c \cdot n^3, \quad (11)$$

де  $c = \frac{6,29 \cdot K_2 \cdot \rho \cdot D^5}{\eta_{\text{пер}}}$  – коефіцієнт гвинтової характеристики;  $K_2$  – коефіцієнт моменту ГГ;  $\rho$  – щільність води,  $D$  – діаметр ГГ.

Аналіз рис. 1 свідчить, що при зміні зовнішнього фактора експлуатації (осаду) відбувається зміна режиму роботи ГОД, що виражається в зміні його теплової та механічної напруженості. Вихід двигуна на номінальну частоту обертання при зниженій потужності знижує раціональність використання номінальної потужності. Подальший ріст споживаної потужності може привести до перевантаження двигуна по частоті обертання. Кривизна ліній (див. рис. 1) характеризується опором судна і визначає потужність, витрачену на рух з необхідною швидкістю.

Взаємне розташування ГХ (рис. 2, лінії 1-3), кожна з яких характеризується постійною відотною ходою, формується в залежності від конструктивних особливостей ГГ та КС, а також впливу зовнішніх експлуатаційних факторів.



**Рис. 2.** Гвинтові характеристики двигуна, сполучені з характеристиками гребного гвинта, коефіцієнтами упору ( $K_1$ ) і моменту ( $K_2$ ):

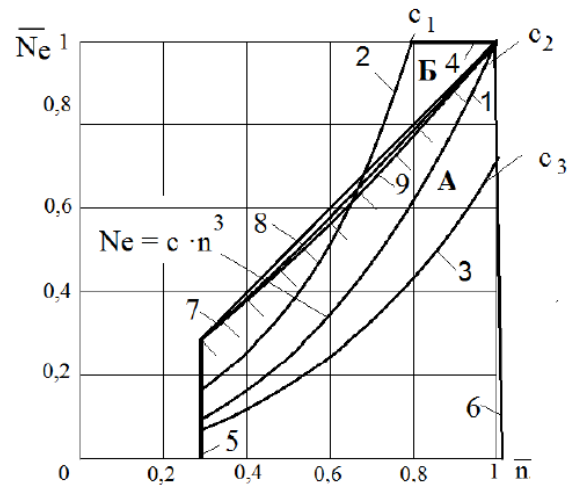
1 – номінальна ГХ; 2 – обважена ГХ; 3 – полегшена ГХ

Сумарний вплив зовнішніх факторів експлуатації враховується через відносну ходу для ГГ. Зміна зовнішніх факторів експлуатації створює передумови до перевантаження двигуна по частоті обертання, потужності, теплової та механічній напруженості.

На рис. 3 показано сімейство гвинтових характеристик, сполучених із власними й обмежувальними характеристиками двигуна.

В експлуатації, для оцінки режиму роботи і навантаження головного двигуна, найбільше часто використовуються [8]: максимальний тиск згоряння ( $P_z$ ), тиск наддуву ( $P_k$ ), обертальний момент ( $M_{кр}$ ) або середній ефективний тиск ( $P_e$ ). Величина обертального моменту  $M_{кр}$  на колінчатому валу двигуна в судових умовах оцінюється непрямым шляхом. "У ряді випадків при сталості ОМ, забезпечується зразкова сталість температури ВГ  $t_e$ " [18]. " У зв'язку

з вищесказаним, заводи звичайно як обмежувальну характеристику приймають характеристику  $N_e = f(n)$  при  $M_{кр} = const$ , яка в координатах  $N_e - n$  являє собою пряму лінію» [1].



**Рис. 3.** Гвинтові характеристики двигуна сполучені з обмежувальними характеристиками: 1 - номінальна ГХ; 2 - обважена ГХ; 3 - полегшена ГХ; 4 - обмеження по потужності; 5 - обмеження по мінімальній частоті обертання; 6 - регуляторна характеристика; 7 - обмеження по МО; 8 - обмеження по механічній напруженості; 9 - обмеження по тепловій напруженості; А - область допустимих режимів роботи ГД; Б - область недопустимих і короткочасно допустимих режимів роботи

Теплову напруженість дизельного двигуна прийнято оцінювати по температурі денця поршня. У реальних умовах експлуатації, при неможливості конструктивно реалізувати вимір температури поршня двигуна, тепловий стан оцінюють по непрямому показнику - температурі ВГ.

Аналіз рисунка 3, виконаний на підставі приведених вище положень, підтверджує, що зона між лініями 2-3 представляє собою область можливих ГХ, кожна з яких відповідає своїм зовнішнім умовам. При цьому режим роботи ГД можна характеризувати взаємним розташуванням гвинтової та обмежувальної характеристик.

Запобігання перевантаження ГД, що працює безпосередньо на ГФК, забезпечується зміною режиму його роботи. У загальному випадку, основним методом управління двигуном є керування по збудованню.

Наявність регулятора в системі двигун – ГГ має на увазі управління двигуном за допомогою:

- витрати палива при роботі двигуна по зовнішній номінальній або частковій характеристиці;
- витрати повітря;
- параметрів ГГ.

На підставі аналізу світового дизелебудування, встановлено, що непереважувальна робота ГД забезпечується в першу чергу регулятором частоти обертання (РЧО), що керує подачею палива в двигун і встановлює баланс між підведеною і відведеною енергією, при зміні умов експлуатації (зовнішніх факторів). Сумарний вплив зовнішніх умов оцінюється коефіцієнтом ГХ, що входить у формулу (11).

Проаналізуємо способи, які застосовуються в сучасному двигунобудуванні, для обмеження впливу зовнішніх умов на теплову і механічну напруженість ГД.

### 1. Обмеження експлуатаційної потужності головного двигуна.

Потужність ГД  $N_{e\text{НОМ}}$ , установленого на судні, визначається відповідно до рекомендацій заводу виготовлювача, з урахуванням статистичних результатів експлуатації судів даного типу, характеристик корпусу судна і гребного гвинта.

На рис. 4 показані три основних параметри, що формують експлуатаційний запас потужності ГД і призначені для компенсації [2]:

– зовнішніх факторів експлуатації (SM):

$$SM = \frac{N_{e\text{опт}}}{N_{e\text{екс}}}, \quad (12)$$

де  $N_{e\text{опт}}$  – потужність ГД для подолання проектного опору судна;  $N_{e\text{екс}}$  – потужність ГД для подолання максимального розрахункового опору судна, оптимальний діапазон (1,1; 1,25);

– внутрішніх факторів експлуатації (EM):

$$EM = \frac{N_{e\text{опт}}}{N_{e\text{МДМ}}}, \quad (13)$$

де  $N_{e\text{МДМ}}$  – максимальна рушійна потужність для подолання максимального розрахункового опору судна з урахуванням внутрішніх факторів, які впливають на робочий цикл дизеля, оптимальний діапазон (0,8; 0,9);

– закиду частоти обертання при роботі по полегшій гвинтовій характеристиці (LRM):

$$LRM = \frac{n_{\text{НОМ}} - n_{\text{опт}}}{n_{\text{МДМ}}}, \quad (14)$$

де  $n_{\text{НОМ}}$  – номінальна частота обертання ГД;  $n_{\text{опт}}$  – частота обертання при максимальному розрахунковому опорі;  $n_{\text{МДМ}}$  – частота обертання, що відповідає максимальній потужності ГД.

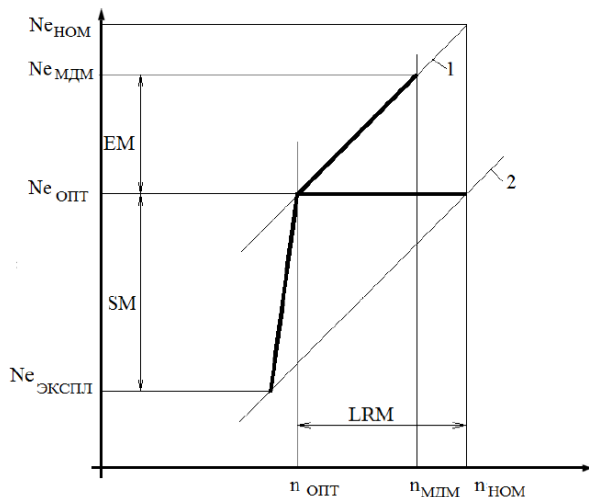


Рис. 4. Параметри, що формують експлуатаційний запас потужності: 1 – проектна ГХ; 2 – експлуатаційна ГХ при роботі ГД на полегшений ГГ

Узагальнивши рекомендації [7-9], можна констатувати, що в результаті прийнятих проектних допущень формується значний по величині запас по-

тужності ГД. У результаті ГЕУ судна характеризується підвищеною, щодо необхідною на розрахунковому режимі, потужністю ГД, який працює на "полегшений" ГД [9]. Це приводить до зниження використаної потужності на режимі, нерациональному використанню номінальної потужності.

### 2. Зниження впливу обростання елементів.

Збільшення затрачуваної буксировочної потужності (1) при обростанні елементів підвідної частини корпусу, вимагає застосування покриттів, які перешкоджають обростанню. Різні вимоги до якості покриття і періоду збереження необхідних якостей формують область можливих буксировочних опорів КС [5].

### 3. Зниження впливу атмосферних умов.

Виконується шляхом забору повітря з машинного відділення, при достатності витрати повітря, яке підводиться системою вентиляції.

### 4. Зниження втрат, що супроводжують роботу гребного гвинта.

Зменшення втрат, що супроводжують перетворення механічної енергії двигуна в рух судна, дозволяє не тільки підвищити ККД пропульсивного комплексу [3], але і знизити негативний вплив зовнішніх факторів експлуатації на режим роботи ГД.

За результатами дослідження сформовані і приведені в таблиці 1 основні заходи, спрямовані на зниження втрат і підвищення ефективності ГГ.

Серед можливих заходів, приведених у табл. 1, найбільше поширення одержали:

- корекція форми лопаті (кривизни, площі і т.п.);
- установка на лопатях гребного гвинта інтерцепторів (для гребних гвинтів швидкісних суден) або загин краю лопаті;
- направляючі насадки (по своєму призначенню можуть використовувати для підвищення упору гребного гвинта, швидкості судна і його маневреності, зниження негативних факторів роботи гребного гвинта в косому набігаючому потоці).

Характерною рисою всіх заходів, що негативно впливає на отриманий ефект, є неможливість регулювання впливу на енергетичну установку при зміні зовнішніх факторів експлуатації.

## Висновки

1. У результаті аналізу літератури встановлено, що запобігання перевантажувальних режимів роботи головного дизельного двигуна, що працює на ГФК здійснюється за рахунок регулювання частоти обертання.

2. Такий спосіб керування приводить до істотної зміни теплової і механічної напруженості дизельного двигуна в умовах експлуатації, обмежуючи його експлуатаційні режими.

3. Робота головного двигуна на часткових навантаженнях негативно впливає на його ефективність, веде до недовикористання номінальної потужності, зниження швидкості руху судна. В умовах експлуатації утруднюється зміна налаштування регулятора частоти обертання в залежності від режиму роботи гребного гвинта, гідрометеорологічних факторів і характеристик корпусу судна.

Таблиця 1 – Заходи щодо підвищення ефективності гребних гвинтів фіксованого кроку

Захід	Результат
ГФК зі збільшеної саблевидністю	Збільшення запасу по кавітації і вібрації, збільшення ККД, зменшення дискового відношення
ГФК без кінцевих вихрів	Збільшення ККД гвинта на 10%
ГФК із інтерцепторами	Збільшення упора суперкавітуючих гвинтів на 100% при незмінному ККД
ГФК з відсосом	Можливість проектування гвинта з великим кроком при збереженні споживаної потужності
ГФК	Економія потужності на крупнотонажних судах до 13-15%. на швидкісних судах до 7%
Збільшення діаметра гребного гвинта	Зниження викликаних осьових швидкостей. Ріст ККД гребного гвинта, ріст коефіцієнта засмоктування
Установка за ГФК турбопропелера	Збільшення упора до 13 % при тій же споживаній потужності, підвищення ККД на 10 %
ГФК із потোকспрямованими профілями	Зменшення потрібної потужності на 7%т у сполученні з насадкою 8-9%
ГФК с контргвинтом	Збільшення упора на 13%. збільшення ККД на 10%
ГФК у направляючій насадці	Збільшення тяги на гаку, на швартових режимах 50%. при швидкості 10 км/год до 30%

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Аксенов, А. А. К вопросу применения модели турбулентности  $k-\epsilon$  FlowVision для исследования обтекания профиля крыла при малых числах Рейнольдса / А. А. Аксенов, С. В. Жлуктов, С. В. Калашников, А. Л. Митин // Инженерные системы -2017. Труды Международного форума. -2017. -С. 82–89.
2. Антоненко, С.В. Судовые движители: учебное пособие / С.В. Антоненко; Дальневосточный государственный технический университет. -Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2007. -126 с.
3. Аракелян, С. М. Методы вычислительной гидродинамики в расчетах движения жидкости в системах со сложной топологией: учеб пособие / С. М. Аракелян и др. -Владимир: Изд-во ВлГУ, 2015. -99 с.
4. Kim, J. H. Development of energy-saving devices for a full slow-speed ship through improving propulsion performance / J. H. Kim , J. E. Choi, B. J. Choi, S. H. Chung, H. W. Seo // International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. – 2015. -Volume 7. -Issue 2. -Pp. 390–398.
5. Mizzi, K. Design optimisation of Propeller Boss Cap Fins for enhanced propeller performance / K. Mizzi , Y. K. Demirel, C. Banks, O. Turan, P. Kaklis, M. Atlar // Applied Ocean Research, -2017. -Volume 62. -Pp. 210–222.
6. Molland, A. Propeller Characteristics. In Ship Resistance and Propulsion: Practical Estimation of Ship Propulsive Power. / A. Molland, S. Turnock, D. Hudson // Cambridge: Cambridge University Press. – 2017. -Pp. 277–312.
7. Nakisa, M. Numerical study on propeller performance for a vessel in restricted water / M. Nakisa, F. Behrouzi, A. Maimun, R. Samad, Y.M. Ahmed // Procedia Engineering. -2017. -vol. 194. -Pp. 128–135.
8. Nelson, M. Simultaneous optimization of propeller-hull systems to minimize lifetime fuel consumption. / M. Nelson, D. W. Temple, J. T. Hwang, Y. L. Young, R. A. Martins, M. Collette // Applied Ocean Research. -2013. -vol.43. -Pp. 46–52.
9. Nouri, N. M. Optimization of a marine contra-rotating propellers set / N. M. Nouri, S. Mohammadi, M. Zarezadeh // Ocean Engineering. – 2018. -vol. 167. – Pp. 397 – 404.
10. Osovskii, D.I. Power control of the engine operating on the fixed pitch propeller /D. I. Osovskii, A. S. Sharatov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. -IOP Publishing Ltd, 2019. -Vol. 537. -Pp. 62

Received (Надійшла) 11.03.2022

Accepted for publication (Прийнята до друку) 11.05.2022

**A method for storing transvantage modes in the operation of the lead diesel engine**

O. Levchenko, O. Melnyk

**Abstract.** With the development of scientific and technical progress, the number of technological operations on ships is being automated. The whole complex of control of technological complexes and technical processes, such as stabilization of the frequency of the wrapping of the crankshaft of a ship diesel engine, adjustment of the voltage and frequency of the generator at a given level, stabilization of the level of water in boilers, stabilization of the vessel at a given course Methods and algorithms for ship control, operation of the head diesel engines, implemented in basic automation systems, ensure automatic control of the modes of the head diesel engine. To prevent overloading of the main diesel engine and make recommendations for decision-making to reduce the dependence of thermomechanical load on external factors of operation, a well-established and experimentally proven way to limit the influence of external conditions on thermal and mechanical stress of main engines. The hypothesis about the exchange of thermal and mechanical stresses of the head engine by changing the support of the propeller screw wrap by implementing the strum injection on the blades was confirmed. Based on the substantiation of the results, it is possible to confirm that the additional strum water supply to the blades of the propeller screw allows turning on the revantation of the main engines for the parameters of thermal and mechanical stress in a wide range of modes of operation of the vessel. Possibility of increasing the level of engagement of the head engines with a change of minds, swimming is independent of the influence of the external factors in the operation, adhering to the rational variation of the rated pressure, which is positively dependent on the compatibility of sea transport and to ensure safety without accidents.

**Keywords:** head engine, fixed gear screw, head power plant, propulsion complex, main operating factor.