

ЗАСТОСУВАННЯ МАШИННОЇ ДІАГРАМИ ПАПМЕЛЯ ДЛЯ ВИБОРУ ГРЕБНОГО ГВИНТА ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

О. М. Майборода

Державний університет інфраструктури та технологій

***Анотація:** Розглянуто застосування машинної діаграми Папмеля для вибору гребного гвинта при заміні головного двигуна судна. На основі відомих ходових характеристик судна для прийнятого головного двигуна вибирається близький до оптимального варіант гребного гвинта та оцінюється можливість використання штатного гвинта.*

***Ключові слова:** модернізація суднової енергетичної установки, гребний гвинт, діаграма Папмеля.*

APPLICATION OF PARMEL CHART TO CHOOSE THE PROPELLER SCREW WHEN SHIP'S POWER PLANT MODERNIZING

O. Mayboroda

State University of Infrastructure and Technologies

***Abstract:** The application of Parnel chart to select the propeller screw when replacing the ship's main engine is given. Based on the known ship's propulsion qualities characteristics close to the optimal propeller version is selected and the possibility of using the standard propeller is evaluated.*

***Keywords:** ship's power plant modernizing, propeller screw, Parnel chart.*

Рішення щодо заміни головного двигуна судна передбачає наявність невикористаного ресурсу корпусних конструкцій і приймається на основі аналізу запланованої зміни тактико-технічних та техніко-економічних характеристик судна. У простому випадку агрегатного ремонту силової установки із заміною двигуна на однотипний немає потреби додаткового переоснащення судна. Але при модернізації судна з установкою головного двигуна, що має відмінні від штатного варіанту номінальні значення потужності та частоти обертання валу, має бути розглянута відповідність та по можливості досягнута оптимальна узгодженість двигуна та гідродинамічного комплексу корпус-рушій з метою забезпечення запланованих пропульсивних якостей судна та можливого зменшення витрат на модернізацію і експлуатацію нової силової установки.

Сучасні методи проектування [1] достатньо жорстко пов'язують ходові якості судна із геометричними параметрами його корпусу (характеристики загальної та поздовжньої повноти, співвідношення головних розмірів, характеристики поздовжнього та вертикального розподілу водотоннажності, відношення коефіцієнтів загальної та вертикальної повноти кінцевих частин

корпусу та ін.). Зокрема, визначеній комбінації параметрів корпусу відповідає доволі вузький діапазон чисел Фруда, тобто відносних швидкостей ходу, що забезпечують найбільший пропульсивний коефіцієнт і ефективне використання судна даного типу та призначення.

Тому при модернізації силової установки судна, що звичайно спрямована на підвищення швидкості ходу, виправданим може бути лише незначне підвищення швидкості та відповідно потужності головного двигуна. До того ж високі ходові якості судна забезпечуються лише за умови оптимального узгодження частоти обертів гребного валу та діаметру гребного гвинта із геометрією корпусу і потужністю силової установки. Відомі обмеження накладаються на вибір частоти обертів валу двигуна (для широко розповсюдженого варіанту прямої передачі потужності на гвинт). Як загальну рекомендацію при виборі головного двигуна із підвищеною у порівнянні зі штатним варіантом потужністю можна навести необхідність зменшення частоти обертів гребного валу з метою зниження небезпечності кавітації гвинта. Але при цьому вибір оптимальної частоти обертів може бути обмеженим відсутністю необхідного поєднання параметрів у наявній ряду доступних двигунів. Діаметр нового гребного гвинта не може бути вищим діаметру штатного гвинта, хоча підвищення потужності двигуна потребує збільшення діаметру гвинта.

З огляду на наведені міркування, якщо судно-прототип було спроектовано з урахуванням сучасних вимог, скоріш за все не можна очікувати підвищення пропульсивного коефіцієнта судна із новим двигуном, що має відмінні від штатного номінальні значення потужності та частоти обертів валу, а проектне рішення щодо модернізації (вибір двигуна та гребного гвинта) має бути всебічно обґрунтовано.

Традиційна практика передбачає ряд послідовних етапів проектування гребного гвинта. На першому етапі знаходять буксировочний опір корпусу, визначають у першому наближенні усі, крім шагового відношення, геометричні характеристики гвинта та коефіцієнти його взаємодії із корпусом, включаючи поле швидкостей у диску гвинта. Далі розраховують оптимальний гребний гвинт, що забезпечує задану швидкість руху, і визначають необхідні потужність і частоту обертів головного двигуна. Після цього вибирають двигун із близькими характеристиками та знову розраховують гребний гвинт, що відповідає вибраному двигуну та забезпечує судну найбільшу досяжну швидкість. На заключному етапі виконується розрахунок ходових характеристик судна для можливих експлуатаційних режимів руху і побудова гвинтових характеристик двигуна та паспортної діаграми судна.

З урахуванням наведеного можна припустити, що потужність і частота обертів нового головного двигуна, що встановлюється на судно при модернізації, не повинні значно відрізнятися від параметрів штатного двигуна судна-прототипу. У зв'язку із цим заслуговує уваги спрощена методика вибору гребного гвинта з використанням даних систематичних випробувань серій

гребних гвинтів, оброблених у вигляді залежності $J - K_Q$ (J – відносна хода гвинта, K_Q – коефіцієнт крутильного моменту гвинта у вільній воді), відомої як машинна діаграма Папмеля. Гребні гвинти усіх сучасних суден відносяться до тої чи іншої відомої серії. У світовій та вітчизняній практиці широко розповсюджені гвинти серії B , що розроблені у Голландському дослідному басейні [2].

Розглянемо для простоти вибір гвинта при заміні двигуна одновального судна із прямою передачею потужності на гвинт. Уточнення рекомендацій для багатовальних суден міститься у відомій літературі [3].

Будемо виходити з того, що після якісного піскоструминного очищення та фарбування корпус судна зберіг залежності буксировочного опору та буксировальної потужності, що були визначені на стадії технічного проектування та уточнені при випробуваннях та експлуатації. При спрощеному очищенні корпусу корекцію цих залежностей може бути виконано відомими методами [1]. Надалі вважаємо відомими ці залежності та відповідно штатну паспортну діаграму судна.

Також припустимо, що вибрано головний двигун, що має згідно завданню на модернізацію номінальну потужність P_B і частоту n_n обертів, близьку до оптимальної для даних потужності двигуна та діаметру гребного гвинта [3]. Оскільки краще для підвищеної потужності двигуна збільшення діаметру гребного гвинта виключається за умови збереження геометрії корми судна, то доцільно зберегти діаметр гвинта. У цьому випадку зберігаються коефіцієнти засмоктування та розрахункового попутного потоку, тобто коефіцієнт η_H впливу корпусу на роботу гвинта. Незначне уточнення коефіцієнту розрахункового попутного потоку внаслідок впливу збільшення числа Фруда для суден із відносною швидкістю $Fr \geq 0,2$ може бути виконано за відомою формулою Папмеля [3]. Не викликає сумніву і припущення щодо збереження коефіцієнту η_S механічних втрат при передачі потужності на гребний гвинт.

Мінімізуючи витрати на проектування та розробку робочої і технологічної документації на виготовлення гвинта, приймемо варіант можливої корекції конструктивних параметрів штатного гвинта із використанням відповідної машинної діаграми Папмеля, залишаючи незмінними кількість його лопатей та дискове відношення. Збереження кількості лопатей є виправданим, якщо судно-прототип має задовільні вібраційні характеристики, а дискове відношення гребних гвинтів звичайно вибирається за умови відсутності кавітації і при цьому забезпечує достатній запас міцності гвинта.

Як відомо, при експлуатації відбувається руйнування покриттів, обростання поверхні корпусу та елементів гвинта, збільшення шорсткості лопатей внаслідок механічних пошкоджень і корозії, що спричиняє

гідродинамічне обважнення гребного гвинта. Як наслідок знижується ККД гвинта та у цілому пропульсивний коефіцієнт судна, що особливо відчутно для суден із дизельною силовою установкою. У зв'язку з цим у практиці проектування гребних гвинтів застосовують попереднє «полегшення» гвинта по шагу, виходячи з умов експлуатації судна, його типу, району плавання, типу силової установки та марки головного двигуна за рахунок збільшення на 3...5 % розрахункової частоти n обертання гребного гвинта у порівнянні із номінальною частотою n_n обертання валу двигуна. Зокрема, закордонні фірми-виготовлювачі уточнюють рекомендоване значення цієї поправки для своїх дизелів у залежності від району плавання [1].

Припущення про збереження коефіцієнтів η_H , η_S та незначну очікувану зміну ККД η_0 гвинта дозволяє у першому наближенні оцінити очікувану швидкість судна для представницьких умов експлуатації

$$v_{s1} = v_{s0} \left(\frac{P_g}{P_{S0}} \right)^{\frac{1}{m}},$$

(1)

де v_{s0} і P_{S0} – швидкість ходу та відповідна потужність штатного двигуна судна-прототипу, відомі за даними ходових випробувань попередніх суден серії; m – показник, значення якого для наближених розрахунків приймають рівним 3. По відповідній кривій потрібної потужності паспортної діаграми значення показника m може бути уточнено за формулою $m = \lg(P_{S1} / P_{S2}) / \lg(v_{s1} / v_{s2})$, де (v_{s1}, P_{S1}) і (v_{s2}, P_{S2}) – координати точок 1 і 2 кривої потрібної потужності при середній та максимальній швидкості судна-прототипу.

Для визначення коефіцієнту W_T розрахункового попутного потоку можна використати формулу Папмеля [3] для одногвинтових суден

$$W_T = 0,165 \sqrt[3]{V/D} - T$$

(2)

де δ – коефіцієнт загальної повноти; V – об'ємна водотоннажність судна; D – діаметр гребного гвинта; $\Delta W_T \neq 0,1$ (–0,2) – поправка на вплив числа Фруда для суден з $Fr \geq 0,2$.

Розраховується коефіцієнт η_H впливу корпусу на роботу гвинта

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-W_T},$$

(3)

де $t = 0,7W_T$ – коефіцієнт засмоктування.

Подальший розрахунок виконується для декількох розрахункових значень v_s^{calc} швидкості ходу у діапазоні $(0,8...1,2) v_{s1}$.

Поступальна швидкість v_A^{calc} гребного гвинта визначається як

$$v_A^{calc} = 0,514 v_s^{calc} (1 - W_T).$$

(4)

Коефіцієнт K_{NQ} навантаження гребного гвинта за потужністю, споживану ним при сталій частоті обертання, визначається як коефіцієнт завдання для використання машинної діаграми

$$K_{NQ}^{calc} = \frac{0,523 \rho v_A^{calc}}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{v_A^{calc}}{P_D}},$$

(5)

де ρ – питома маса води; $P_D \approx P_S$ – потужність на гребному гвинті.

На машинній діаграмі Папмеля у точці K_{NQ}^{calc} перетинання відрізків кривих K_{NQ} із кривою $K_{NQ opt}$ знімають значення відносної ходи J^{calc} , ККД η_0^{calc} гребного гвинта у вільній воді та шагового відношення $(P/D)^{calc}$.

З кривої буксировального опору паспортної діаграми судна для розрахункових значень швидкості v_s^{calc} знімаються значення опору R^{calc} і розраховується буксировальна потужність

$$P_E^{calc} = 0,514 R^{calc} v_s^{calc} \quad (6)$$

та розрахункова потужність двигуна

$$P_S^{calc} = \frac{P_E^{calc}}{\eta_0^{calc} \eta_H \eta_S}. \quad (7)$$

Будуються криві залежностей $(\eta_S^{calc}, (P/D)^{calc}, \eta_0^{calc}) = (\eta_s^{calc})$ і за ними визначаються шагове відношення P/D , ККД η_0 гребного гвинта у вільній воді

та швидкість v_s судна після модернізації для заданої потужності двигуна P_8 із частотою обертання гребного валу n_n .

Мінімально припустимо за умови забезпечення міцності дискове відношення визначається за формулою [3]

$$\left(\frac{A_E}{A_0}\right)_{D_{\min}}^{fast} = 0,24 \left(1,08 - \frac{d_H}{D}\right) \left(\frac{Z}{\delta_{\max}}\right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{\frac{10mT_B}{[\sigma]}}, \quad (8)$$

де d_H – діаметр маточини гвинта; $\delta_{\max} = 0,08 \dots 0,09$ – відносна товщина лопаті у найбільш широкому місці; m – коефіцієнт, що враховує умови роботи гвинта ($m = 1,15$ для транспортних суден; $m = 1,5$ для буксирів; $m = 1,75$ для суден крижаного плавання; $m = 2,0$ для криголамів); $T_B = R/(1-t)$ – упор гвинта; R – буксировальний опір при швидкості v_s (з паспортної діаграми); $[\sigma]$ – допустиме напруження (для транспортних суден можна приймати $[\sigma] = 6 \cdot 10^6$).

Мінімально припустимо за умови відсутності шкідливих наслідків кавітації дискове відношення визначається за формулою [1]

$$\left(\frac{A_E}{A_0}\right)_{\min}^{cav} = \frac{(1,5 + 0,35Z)T_B}{(p_0 - p_v)D^2} + \frac{0,2}{Z}, \quad (9)$$

де $p_0 = p_a + \rho g h_e$ – гідростатичний тиск на глибині h_e занурення осі гвинта, $h_e = T - 0,55D$; p_a – атмосферний тиск; ρ – питома маса води; T – осадка судна; p_v – тиск насиченої пари заборотної води.

Якщо дискове відношення штатного гвинта є нижчим за мінімальну з величин, що обчислені за виразами (8) та (9), приймається найближче вище значення дискового відношення для даної серії гвинтів, і розрахунок повторюється з використанням відповідної діаграми Папмеля.

Пропульсивний коефіцієнт судна після модернізації визначається як

$$\eta_D = \eta_0 \eta_H. \quad (10)$$

Якщо дискове відношення штатного гвинта є більшим за величини, обчислені за виразами (8) і (9), з'являється можливість оцінити доцільність збереження штатного гвинта судна-прототипу при установленні вибраного нового двигуна.

На паспортній діаграмі судна-прототипу наносяться номінальні параметри вибраного двигуна, у тому числі верхня обмежувальна і регуляторна характеристики. Точка перетину кривих граничної наявної і потрібної для представницьких умов експлуатації тяги відповідає максимальній швидкості v_s^{is} ходу судна із новим двигуном і штатним гвинтом. Положення цієї точки на тій чи іншій характеристиках двигуна показує узгодженість гвинта і двигуна – легкий чи важкий гвинт.

Для визначення ККД штатного гвинта при роботі з новим двигуном розраховується за виразом (4) поступальна швидкість v_A^{is} гвинта при швидкості v_s^{is} судна, обчислюється відповідна відносна хода гвинта

$$J_{is} = \frac{v_A^{is}}{nD} \quad (11)$$

і по діаграмі Папмеля для відносної ходи J_{is} і шагового відношення штатного гвинта визначається його ККД η_0^{is} .

Пропульсивний коефіцієнт судна зі штатним гвинтом і новим двигуном визначається як

$$\eta_D^{is} = \eta_0^{is} \eta_H. \quad (12)$$

Надалі потрібно зіставити витрати на експлуатацію судна після модернізації із новим і штатним гвинтом для остаточного висновку щодо вибору варіанту та доцільності модернізації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Справочник по теории корабля. В 3-х томах. Под ред. Я. И. Войткунского. Л.: Судостроение, 1985. Т. 1.
2. Lammeren W. H. A., Mannen J. D., Oosterveld M. W. C. The Wageningen B-screw series. TSNAME, 1969, vol. 77, p. 269–318.
3. Артющков Л. С., Ачкинадзе А. Ш., Русецкий А. А. Судовые движители. Л.: Судостроение, 1988.

Майборода Олександр Миколайович д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри навігації та управління суднами Державного університету інфраструктури та технологій, м. Київ. ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3919-8088>; olexander.mayboroda@gmail.com.