

КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ВПЛИВУ РОЗМІРНОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ НА ХОДОВІСТЬ І ПРОПУЛЬСИВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КРУЇЗНИХ СУДЕН

О.М. Шуило

к.т.н., професор кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації,
Одеський національний морський університет, Одеса, Україна,
ORCID ID: 0000-0003-0574-1951

Анотація

Вступ. Важливим напрямом для підвищення конкурентної спроможності судноплавних компаній, які здійснюють морський круїзний бізнес, є модернізація суден. Для пасажирських суден характерно, що протягом їх життєвого циклу модернізація корпусу проходить у декілька етапів. До того ж модернізується архітектура приміщень і обладнання. З огляду на значну вартість таких суден це суттєво подовжує роки й ефективність їх експлуатації. Модернізація є ефективним системним рішенням щодо зменшення фізичного і морального старіння суднової техніки. Передовим способом збільшення пасажиромісткості круїзного судна є збільшення його розмірів. Найбільша пасажиромісткість досягається у разі збільшення довжини судна, зокрема додаванням циліндричної вставки в районі мідель-шпангоуту.

Збільшення довжини судна з додаванням циліндричної вставки призведе до зміни режимів навантаження і роботи не тільки корпусу, але і гвинто-рульового комплексу, головного двигуна і суднової електроенергетичної системи в цілому.

Оцінка ходовості і пропульсивних якостей судна є важливою задачею під час проведення математичного моделювання щодо оптимізації розмірів додаткової циліндричної вставки. **Мета** – провести комплексну оцінку впливу розмірної модернізації на ходовість і пропульсивні характеристики круїзних суден.

Результати. Проведено дослідження буксирувального опору судна залежно від довжини циліндричної вставки з використанням методів залишкового або хвильового опору на прикладі електроходів “Pride of America” і “Seabourn Odyssey”, за результатами якого визначено залежність між збільшенням довжини судна і буксирувальним опором у відносних координатах.

Поряд з буксирувальним опором на пропульсивні характеристики судна впливають пропульсивний коефіцієнт і коефіцієнти гідродинамічної взаємодії, у зв'язку з чим проведено кількісну і якісну оцінку цих коефіцієнтів, яка пов'язана з довжиною модернізованого судна.

Висновки. Запропоновано нову форму рівняння ходовості, що відображається у відносних одиницях, що дозволяє встановлювати залежність між пропульсивною потужністю і величиною подовження судна.

Ключові слова: пасажирське судно, розмірна модернізація, буксирувальний опір, ходовість, пропульсивні характеристики, циліндрична вставка.

COMPREHENSIVE ASSESSMENT OF THE IMPACT OF DIMENSIONAL
MODERNIZATION ON THE PERFORMANCE AND PROPULSION
CHARACTERISTICS OF CRUISE SHIPS

O.M. Shumylo

PhD in Engineering, Professor at the Department of Ship Power Plants
and Technical Operation,
Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0003-0574-1951

Summary

It is directly important to improve the competitiveness of shipping companies that operate maritime cruise business and the modernization of vessels. It is typical for passenger ships that, throughout their life cycle, several stages are carried out with the modernization of the hull, the architecture of the premises and the equipment, the safety and quality of such ships – which ultimately leads to a longer lifespan activity of their operation. Modernization involves effective system solutions to change the physical and moral obsolescence of ship equipment. An advanced way to increase the passenger capacity of a cruise ship is to increase its size. The greatest passenger capacity is achieved by increasing the vessel's weight, and by adding a cylindrical insert in the area of the mid-frame.

Increasing the length of the ship with the addition of a cylindrical insert will lead to a change in the load and operation modes of not only the hull, but also the propeller-rudder complex, the main engine and the ship's electrical power system as a whole.

Assessment of the ship's maneuverability and propulsive qualities is an important task when conducting mathematical modeling to optimize the dimensions of the additional cylindrical insert.

A study of the towing resistance of the vessel depending on the length of the cylindrical insert was carried out using the methods of residual or wave resistance on the example of the electric ships "Pride of America" and "Seabourn Odyssey", according to the results of which the dependence between the increase in the length of the vessel and the towing resistance was determined in relative coordinates.

Along with the towing resistance, the propulsive characteristics of the ship are affected by the propulsive coefficient and coefficients of hydrodynamic interaction, in connection with which a quantitative and qualitative assessment of these coefficients, which is related to the length of the modernized vessel, was carried out.

A new form of the maneuverability equation is proposed, displayed in relative units, which allows establishing the relationship between the propulsive power and the length of the vessel.

The estimated propulsive power and power of the main engines were evaluated to ensure the operational speed of the vessel with the determination of the limit length of the cylindrical insert.

Key words: *passenger ship, dimensional modernization, towing resistance, maneuverability, propulsive characteristics, cylindrical insert.*

Постановка проблеми і огляд літератури. В індустрії туристичних перевезень за останні чверть століття сформувався стійкий тренд щодо зростання морських круїзів, що спонукало відповідні компанії замовляти виробництво нових суден і проводити модернізацію наявного флоту [1–3].

Модернізація круїзних суден проходить декількома напрямками [4]: реновація корпусу, конверсія, переобладнання судових інженерних систем і комплексів і переобладнання внутрішньосуднової архітектури. Протягом життєвого циклу більшість суден проходить модернізацію за цими напрямками. На особливу увагу серед них заслуговує конверсія, яка включає: заміну призначення судна, збільшення розмірів судна, будівництво нових і ремонт наявних суден із застосуванням частин старих суден. З огляду на необхідність збільшити пасажиромісткість суден застосовується конверсія з подовженням розмірів суден. Як зазначалось в роботі [5], найбільшою економічною ефективністю володіє саме збільшення довжини корпусу за рахунок додавання циліндричної вставки.

Слід також наголосити на сучасних вимогах щодо забезпечення екологічності морських суден, які регламентуються нормативними документами Міжнародної морської організації – Конвенцією по охороні навколишнього середовища SOLAS-74 з поправками, резолюцією комітету з охорони навколишнього середовища. Ці вимоги стають все жорсткішими. Зокрема, були введені обмеження на допустимі норми викидів в атмосферу речовин-забрудників. Водночас додаються обмеження щодо викидів парникових газів (Green House Gas), які вноормовуються відповідними резолюціями комітету ІМО з охорони навколишнього середовища.

Економічність і екологічність роботи судових енергетичних установок є пов'язаними категоріями, оскільки раціональне споживання палива зменшує кількість як шкідливих речовин (оксидів сірки – SO_x , азоту – NO_x , сажі), так і парникових газів (діоксид вуглецю – CO_2). Майже половина згенерованої на пасажирському судні енергії витрачається на пропульсивну потужність, яка забезпечує рух судна з заданою швидкістю. Ефективність використання цієї потужності характеризується відповідною морехідною характеристикою – ходовістю. Під ходовістю в морській практиці традиційно розуміється можливість судна розвивати і забезпечувати встановлену швидкість ходу за найменшого значення потужності головних двигунів. Забезпечення раціональних показників ходовості при модернізації суден дозволить досягти характеристик економічності й екологічності, які відповідають найкращим галузевим оцінкам.

Стан досліджуваного питання. Наведена задача щодо забезпечення ходовості морських суден на етапі проектування знаходилась перманентно в центрі уваги дослідників, починаючи з того часу, коли судові енергетичні установки були запроваджені на морському та річковому транспорті. Сучасні методи оцінки ходовості базуються на фундаментальних дослідженнях широкого кола науковців – Л.М. Ногіда, В.В. Ашіка, А.В. Броннікова, Д. Холтропа, Ю.М. Кулібанова та інших [4; 6–16; 18–19]. Усі запропоновані методи мали різноманітну точність і високе розсіювання результатів, які не відрізнялись відповідною універсальністю. Такі результати не можуть в рівній мірі застосовуватись для різних типів суден, їх конструктивних особливостей і експлуатаційних режимів. Слід звернути увагу на те, що вперше ходовість при розмірній модернізації була досліджена

в роботі А.А. Гундобіна і Г.Н. Фінкеля [18], які застосовували методи повної потужності (формули Давидова, Ногіда). Такі методи показали низьку точність визначення пропульсивної потужності. Як показав досвід проектування [14–18], зазначені методи можуть застосовуватись лише на попередніх етапах.

Формування цілей статті. Метою дослідження є оцінка пропульсивних характеристик пасажирських суден під час проведення розмірної модернізації зі збільшенням довжини судна з урахуванням функціонування системи «рушій – корпус – суднова енергетична установка».

Виклад основного матеріалу. Для реалізації техніко-експлуатаційних і техніко-економічних характеристик морських круїзних суден під час їх розмірної модернізації вкрай необхідно провести дослідження щодо визначення впливу збільшення довжини судна на характеристики пропульсивного комплексу, що визначають таку важливу властивість судна, як ходовість. Ходовість судна як фундаментальна характеристика морехідних якостей судна, що забезпечує його рух з необхідною швидкістю за мінімального значення потужності, яку розвивають головні двигуни, описується однойменним рівнянням (рівнянням ходовості):

$$P_{prop} = \frac{R_E v}{\eta_{prop} \eta_e \eta_{red}} = 0,514 \frac{R_E v_s}{\eta_{prop} \eta_e \eta_{red}} \leq z P_{ME}, \quad (1)$$

де P_{prop} – пропульсивна розрахункова потужність для забезпечення руху судна зі встановленою швидкістю, кВт;

v – швидкість судна, м/с;

v_s – швидкість судна, вузли;

η_e – коефіцієнт корисної дії, що враховує втрати енергії в підшипниках валопроводу;

η_{red} – коефіцієнт корисної дії, що враховує втрати енергії в редукторі.

R_E – опір руху судна в експлуатації, кН;

P_{ME} – номінальна (паспортна) потужність головних (тягових) двигунів (у морських круїзних лайнерах переважно застосовуються електричні двигуни), кВт;

z – кількість головних двигунів;

η_{prop} – пропульсивний коефіцієнт судна.

Рівняння (1) визначає вплив гідромеханічного комплексу судна на ефективність витрат потужності через опір руху судна в експлуатації R_E і пропульсивний коефіцієнт η_{prop} .

Визначення ходовості ґрунтується на дослідженні опору судна в експлуатації R_E і його складової – опору судна – зі свіжо фарбованим корпусом за умови прийнятно-здатних випробувань R . Опір R розраховується як сума складників [18]:

$$R = R_F + R_{vp} + R_w + R_{Ap} + R_A + R_{AA}, \quad (2)$$

де R_F – опір тертя, кН;

R_{vp} – опір форми, кН;

R_w – хвильовий опір, кН;

R_{Ap} – опір виступних частин корпусу, кН;

R_A – опір шорсткостей, кН;

R_{AA} – повітряний опір, кН.

Ґрунтуючись на теорії гідродинамічної подібності і моделювання руху судна, розрахуємо опір за класичним рівнянням [18]:

$$R = C \frac{\rho v^2}{2} \Omega, \quad (2)$$

де C – безрозмірний коефіцієнт буксирного опору, кН;

ρ – густина морської води, кг/м³;

v – швидкість судна, м/с;

Ω – площа змоченої поверхні, м².

Безрозмірний коефіцієнт C залежить від розмірів і форми корпусу, чисел Фруда (Fr) і Рейнольдса (Re) та містить в собі складові, аналогічні до рівняння (1) [18].

$$C = C_F + C_{VP} + C_W + C_{AP} + C_A + C_{AA}, \quad (3)$$

де C_F – коефіцієнт опору тертя;

C_{VP} – коефіцієнт опору форми;

C_W – коефіцієнт хвильового опору;

C_{AP} – коефіцієнт опору виступних частин корпусу;

C_A – коефіцієнт опору шорсткостей;

C_{AA} – коефіцієнт повітряного опору.

У сучасній розрахунковій практиці коефіцієнт тертя визначається за таким виразом [18]:

$$C_F = C_{F0} + C_{FC}, \quad (4)$$

де C_{F0} – коефіцієнт опору еквівалентної гладкої пластини;

C_{FC} – добавка до C_{F0} , яка дозволяє враховувати просторовий характер обтікання корпусу судна, тобто переводить тертя гладкої пластини до тертя просторового тіла (корпусу). Зазвичай ця добавка становить $C_{FC} \leq 0,05C_{F0}$ [18].

Якщо в рівняннях (3) і (4) виокремити коефіцієнт C_W , коефіцієнт опору форми C_{VP} і добавку C_{FC} , то отримаємо коефіцієнт залишкового опору:

$$C_R = C_{VP} + C_W + C_{FC}. \quad (5)$$

Це дає можливість формулу (3) перетворити до вигляду:

$$C = C_{F0} + C_R + C_{AP} + C_A + C_{AA}. \quad (6)$$

Існує достатня кількість методів, що дозволяють визначити площу в межах 2...4%, розрахованих за теоретичними кресленнями судна, серед яких для морських транспортних і пасажирських суден заслуговує на увагу формула В. Семєки, яка тісно корелюється з практичними розрахунками площі Ω і подається у такому вигляді [18]:

$$\Omega = 1,03 LT \left(2 + 1,37(C_b - 0,274) \frac{B}{T} \right), \quad (7)$$

де L, B – довжина і ширина судна, м;

C_b – коефіцієнт повноти корпусу.

Універсального методу розрахунку буксирного опору поки що не створено, адже всі ці методи мають різноманітне розсіювання похибок. Нині широке розповсюдження отримали методи наближеного розрахунку буксирного опору, які ґрунтуються на результатах випробувань великої кількості моделей і реальних суден конкретного типу [18].

У новітній практиці проектування суден використовуються три основні групи методів розрахунку буксирного опору [18]:

– повного опору або потужності;

- залишкового опору або хвильового опору;
- перерахунку залишкового опору з прототипу.

Методи, що утворюють першу групу (Папмеля, Ейра, адміралтейських коефіцієнтів, Дайсона та інші), володіють найменшою точністю і зазвичай застосовуються на початку проектування. До другої групи відносять серію досліджень Японської суднобудівної асоціації, Інституту суднобудування (Токіо), Тейлора та інші, які мають високу точність щодо результатів натурних експериментів. Третя група (Гірса, Дубровіна) поєднує методи випробувань суден з близькими значеннями обводів між прототипом і судном, що проектується [18].

Для визначення коефіцієнта буксирувального опору використаємо дослідження, що ґрунтуються на методах другої групи, для яких характерне застосування розділення опору корпусу на опір тертя і залишкове тертя, що кількісно відображається коефіцієнтом:

$$C_R = C_R(C_b)k_{L/B}k_{T/B}, \quad (8)$$

де $C_R(C_b)$ – значення коефіцієнта залишкового опору судна-прототипу стандартної серії [18], який визначається за конкретними значеннями коефіцієнта повноти C_b і числа Фруда;

$k_{L/B}$ – коефіцієнт впливу невідповідності відношення L/B для судна, яке модернізується, і судна стандартної серії пасажирських суден;

$k_{T/B}$ – коефіцієнт впливу невідповідності відношення T/B для судна, яке модернізується, і судна стандартної серії пасажирських суден.

З огляду на турбулентний характер (режим) руху рідини навколо еквівалентної по відношенню до змоченої поверхні проектного судна обґрунтовано застосування формули Прандля-Шліхтинга [18]:

$$C_{F0} = \frac{0,455}{(\lg Re)^{2,58}}, \quad (9)$$

де Re – число Рейнольдса, $Re = \frac{vL}{\nu}$;

v – швидкість судна, м/с;

ν – кінематична в'язкість морської води, $\nu = 1,61 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

L – довжина судна, м.

Для визначення величини надбавок C_A , що враховують опір шорсткостей, і коефіцієнтів опору виступних частин C_{AP} використано рекомендації, подані у табл. 1,4. і табл. 1,5 [18]. Коефіцієнт впливу опору повітря вибирається згідно з рекомендаціями [18].

Оцінка впливу збільшення довжини судна:

$$L = L_0 + \Delta L,$$

де L_0 – початкова довжина судна, м;

ΔL – розмір циліндричної вставки, на яку збільшиться судно, м.

Таку оцінку проведемо, спираючись на викладений попередньо метод, для круїзних суден, що є перспективними і бізнес-привабливими кандидатами для проведення робіт з розмірної модернізації:

– “Pride of America” (2005 р., ІМО номер 9209221), довжина $L=287,49$ м, довжина між перпендикулярами $L_{bp}=259,1$ м, ширина $B=32,2$ м, осадка $T=8,0$ м, гростонаж $GT=80439$ gt, водотоннажність $V=454000$ т.

– “Seabourn Odyssey” (ІМО номер 9417086), довжина $L=198,15$ м, довжина між перпендикулярами $L_{bp}=169,1$ м, ширина $B=26,0$ м, осадка $T=6,6$ м, гростонаж $GT=31650$ gt, водотоннажність $V=10000$ т.

Дослідження буксирувального опору R із застосуванням розглянутого методу здійснювалось для даних суден, на прикладі яких пропонується провести модернізацію.

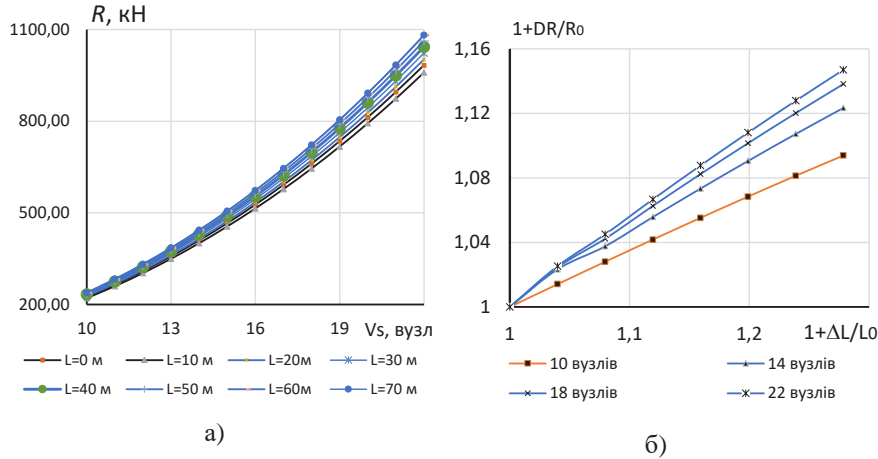


Рис. 1. Результати дослідження:

- а) буксирувального опору R лайнера “Pride of America” при його подовженні
 б) відносного буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R / R_0$ лайнера “Pride of America” залежно від зростання його відносної довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L / L_0$.

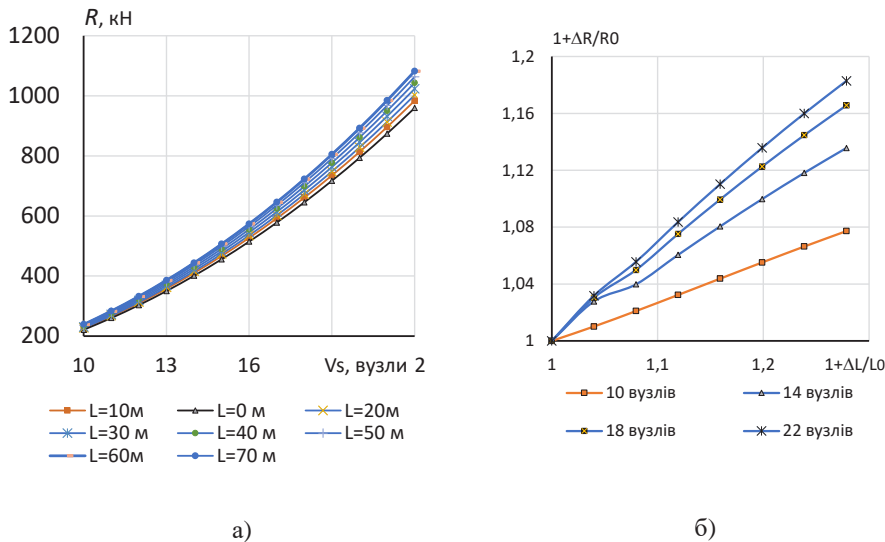


Рис. 2. Результати дослідження:

- а) буксирувального опору R лайнера “Seabourn Odyssey” при його подовженні на величину вставки;
 б) відносного буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R / R_0$ лайнера “Seabourn Odyssey” залежно від зростання його відносної довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L / L_0$.

З наведених графіків випливає, що на швидкостях судна 10...14 вузлів довжина з конкретною вставкою не має істотного впливу на загальний опір судна. З підвищенням швидкості від 16 до 22 вузлів вплив збільшення довжини судна стає помітним: опір збільшується на 150 кН і 100 кН відповідно (рис. 1 А і рис. 2 Б), що зумовлюється збільшенням опору тертя R_F і хвильового опору R_W .

Поряд з представленням результатів розрахунків опору R в звичайному форматі в абсолютних значеннях рис. 1 Б і рис. 2 Б доцільно додатково дослідити вплив збільшення довжини судна $\bar{L} = 1 + \Delta L / L_0$ на збільшення буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R / R_0$ у відносних координатах, де ΔR – приріст сили опору, R_0 – початкове значення опору, що відповідає довжині судна до подовження L_0 . Графіками рис. 1 Б і рис. 2 Б проілюстровано, що при швидкості ходу 22 вузли подовження судна (в чисельнику “*Pride of America*”, в знаменнику “*Seabourn Odyssey*”) на:

- 5% призведе до збільшення опору на $\bar{R} = 1 + \Delta R / R_0$ на 2,5% / 3,9%;
- 10% – зростання опору на $\bar{R} = 1 + \Delta R / R_0$ на 5,5% / 6,9%;
- 15% – зростання опору на $\bar{R} = 1 + \Delta R / R_0$ на 8% / 10%;
- 20% – зростання опору на $\bar{R} = 1 + \Delta R / R_0$ на 11% / 14%;
- 25% – зростання опору на $\bar{R} = 1 + \Delta R / R_0$ на 13,5% / 16,5%;
- 27% – зростання опору на $\bar{R} = 1 + \Delta R / R_0$ на 15,0% / 18%.

Зі збільшенням швидкості судна у структурі повного опору згідно з рівнянням (2) зростає частка хвильового опору при синхронному зменшенні в’язкісного [21].

Гідродинамічна ефективність пропульсивного комплексу відповідно до рівняння (1) визначається пропульсивним коефіцієнтом η_{prop} , тому важливо провести дослідження, які дадуть можливість оцінити зміни цього коефіцієнта залежно від збільшення довжини судна $\bar{L} = 1 + \Delta L / L_0$.

Пропульсивний коефіцієнт η_{prop} , тобто коефіцієнт корисної дії пропульсивного комплексу, що вказує на ефективність витрати енергії в ньому, розраховується за відомою залежністю:

$$\eta_{prop} = \eta_k \eta_{es}, \quad (10)$$

де η_k – коефіцієнт впливу корпусу;

η_{es} – ККД гребного гвинта у вільній воді.

На додаткову увагу заслуговують складники рівняння (10) – ККД гребного гвинта у вільній воді і коефіцієнт впливу корпусу, оскільки вони зазнають впливу збільшення довжини судна, хоча і неопосередковано. Це зумовлює проведення аналізу.

Коефіцієнт впливу корпусу η_k з відповідним ступенем точності моделює складний характер гідродинамічної взаємодії корпусу, гвинта та двигуна і визначається рівнянням [16; 18]:

$$\eta_k = \frac{1}{i_0} \frac{1-t}{1-W_t}, \quad (11)$$

де i_0 – коефіцієнт впливу неоднорідності попутного потоку, що приймається як $i_0 = 1$ [18];

t – коефіцієнт засмоктування;

W_t – коефіцієнт розрахункового попутного потоку.

Як свідчить конструкторська і дослідницька практика проектування транспортних і пасажирських суден при визначенні коефіцієнтів гідродинамічної взаємодії

η_k , t , W_i і i_Q , їх отримують за даними випробувань, що здійснюються в дослідних басейнах [18]. На стадії проектування або модернізації можна застосовувати залежності, отримані за результатами статистичної обробки великої кількості дослідних даних серії моделей різних типів суден. Для транспортних і пасажирських суден з двома гвинтами вираз для визначення коефіцієнта W_i має такий вигляд [18]:

$$W_i = 0,09 + 0,14(C_b - 0,50), \quad (12)$$

де C_b – коефіцієнт повноти корпусу судна.

У роботі [4] проведені ґрунтовні дослідження щодо впливу зміни довжини судна на геометричні коефіцієнти корпусу. Використовуючи дану методику, визначимо закономірність зміни коефіцієнтів C_b на прикладі згаданих суден (рис. 3).

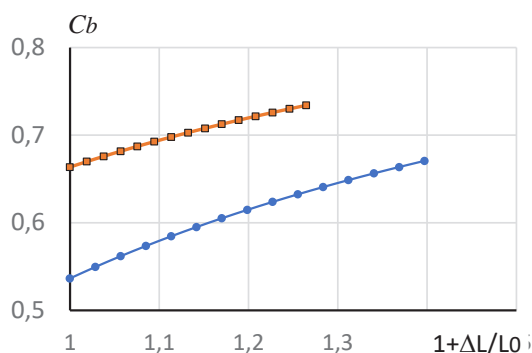


Рис. 3. Залежність коефіцієнта повноти корпусу C_b від зміни відносної довжини судна (для судна “Pride of America” – верхній графік, для судна “Seabourn Odyssey” – нижній графік)

З огляду на дослідження, відображене на рис. 3, розраховано за формулою (12) значення коефіцієнтів W_i і \bar{W}_i (коефіцієнт відносного зростання) при подовженні суден (для лайнера “Pride of America” W_i зростає в 1,08 раза, для лайнера “Seabourn Odyssey” – в 1,2 раза).

Для визначення коефіцієнта засмокування використовується така формула:

$$t = 0,15 + 0,53(C_b - 0,50) + 0,55(K_{DE} - 2), \quad (13)$$

де K_{DE} – коефіцієнт навантаження гребного гвинта за тягою, що розраховується за широковідомою рівністю:

$$K_{DE} = v D_{zg} \sqrt{\frac{\rho}{T_E}},$$

де D_{zg} – діаметр гвинта, м;

ρ – густина морської води, кг/м³;

T_E – тяга гвинта, кН; $T_E = k_E R / z_{zg}$,

k_E – експлуатаційна надбавка, яка для пасажирських суден складає 1,15.

R – буксирувальний опір, що визначається за діаграмами, зображеними на рис. 1 і рис. 2.

Значення тяги гвинта T_E , що змінюється при подовженні електрохода “*Pride of America*”, знаходиться в інтервалі від 551 кН до 632 кН і відповідно коефіцієнт тяги K_{DE} – від 2,730 до 2,549; для електрохода “*Seabourn Odyssey*” це виглядає таким чином: T_E – від 282,5 кН до 334,1 кН і коефіцієнт тяги K_{DE} – від 2,929 до 2,693.

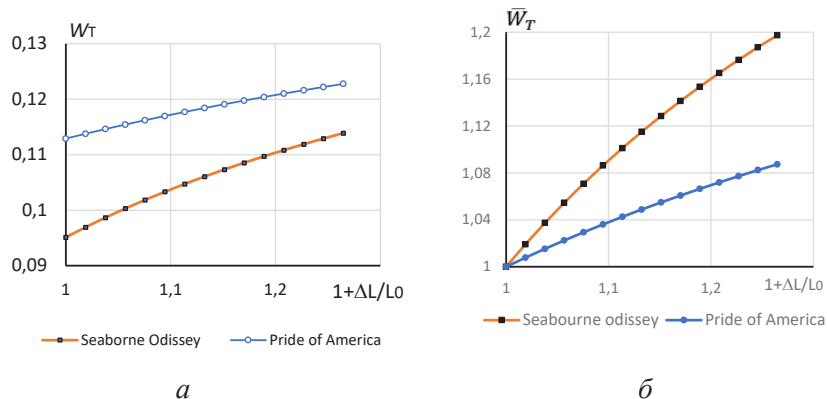


Рис. 4. Вплив подовження суден на коефіцієнт розрахункового попутного потоку: абсолютне значення – А); відносне значення – Б).

Аналіз розрахунків коефіцієнту засмоктування t (рис. 5) дозволив зробити такі висновки: функція, що визначає цей коефіцієнт, зростає зі зростанням довжини судна (збільшення циліндричної вставки ΔL), що зумовлено більш стрімким зростанням коефіцієнту повноти корпусу порівняно зі зростанням коефіцієнту тяги гвинта (рівняння (13)). При розмірній модернізації “*Pride of America*” коефіцієнт t приймає значення від 0,279 до 0,305, відносний коефіцієнт \bar{t} – від 1,0 до 1,1; розрахунки для “*Seabourn Odyssey*” виглядають так: коефіцієнт t приймає значення від 0,220 до 0,279, відносний коефіцієнт \bar{t} – від 1,0 до 1,264.

Характер змін коефіцієнту впливу корпусу η_k , що визначається рівнянням (11), при його подовженні показано на рис. 6. Коефіцієнт η_k при максимальному подовженні змінюється в таких межах: для лайнера “*Pride of America*” від 0,860 до 0,815; для лайнера “*Seabourn Odyssey*” від 0,814 до 0,801. З метою якісної оцінки ступеня зміни коефіцієнтів η_k було застосовано відносний коефіцієнт $\bar{\eta}_k$, значення якого показують, що для “*Pride of America*” він зменшився на 2,7%, а для “*Seabourn Odyssey*” – на 5,5%.

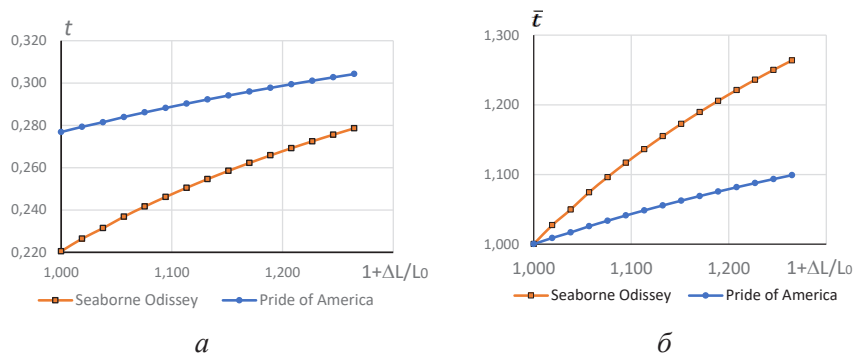


Рис. 5. Вплив подовження суден на коефіцієнт засмоктування: абсолютне значення – а); відносне значення – б)

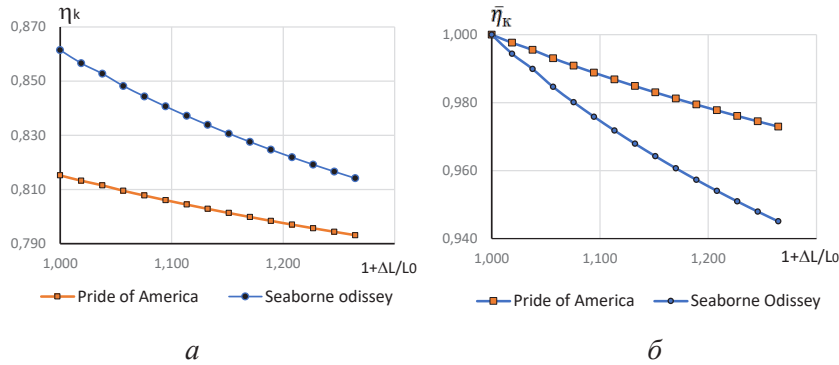


Рис. 6. Результати розрахунку коефіцієнта впливу корпусу залежно від відносної довжини суден: абсолютне значення – а), відносне значення – б)

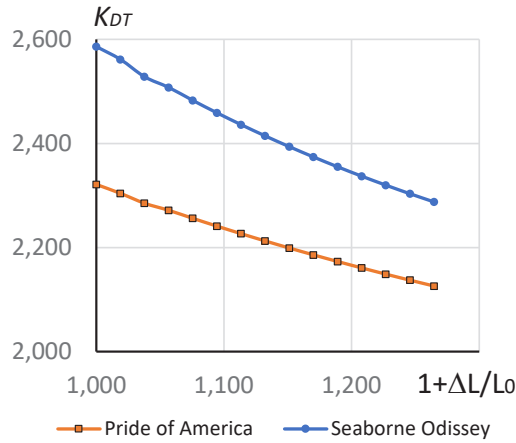


Рис. 7. Значення коефіцієнта навантаження гвинта по упору залежно від довжини судна

Коефіцієнт корисної дії гвинта у вільній воді визначається за дослідженнями, які проводяться у спеціалізованих дослідницьких басейнах, за результатними яких будуються діаграми розрахунку гребних гвинтів. Звичай вони розробляються в координатах $J-K_T$ – відносна хода, коефіцієнт упору. В діаграмах $J-K_T$ як проміжний аргумент застосовується коефіцієнт навантаження гребного гвинта по упору K_{DT} за класичним рівнянням:

$$K_{DT} = V_A D_{ep} \sqrt{\frac{\rho}{T / z_{z\theta}}},$$

де V_A – поступальна швидкість гвинта, м/с, $V_A = 0,515V_s(1 - W_1)$;
 D_{ep} – діаметр гвинта, м;
 T – упор гребного гвинта (сумарний), $T = R_E / (1 - t)$;
 $z_{z\theta}$ – кількість гребних гвинтів.

Графічна залежність, що віддзеркалює вплив подовження суден на зміну значень коефіцієнту K_{DT} , показана на рис. 7. Згідно з цією залежністю за максимального подовження цей коефіцієнт зменшується на 8,4%.

Як зазначалось раніше, коефіцієнт K_{DT} на діаграмі $J-K_T$ виступає аргументом, що визначає ККД гвинта у вільній воді $\eta_{\text{вб}}$. На лайнері “*Pride of America*” встановлені гвинти виробництва Kamewa/Alstom (серії В-4). Гвинти цієї серії були випробувані в Голландському дослідному басейні [19]. Лайнер “*Seabourn Odyssey*” обладнано гвинтами серії Троста виробництва Wartsila.

За діаграмами вказаної серії з урахуванням даних на рис. 7 визначаються коефіцієнти корисної дії гвинтів у вільній воді, на які впливає збільшення довжини судна (рис. 8 А). Відносний ККД $\bar{\eta}_{\text{вб}}$, очевидно, зменшується при зростанні відносної довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L / L_0$ на 25%: на 19% для “*Pride of America*” і на 23% для “*Seabourn Odyssey*”.

Проведений попередньо аналіз відкрив можливість дослідити характер впливу збільшення довжини судна на значення пропульсивного коефіцієнту, що визначається за рівнянням (10). Функція, що описується цим рівнянням, є спадною нелінійною функцією у всьому діапазоні значень зміни аргументу $\bar{L} = 1 + \Delta L / L_0$.

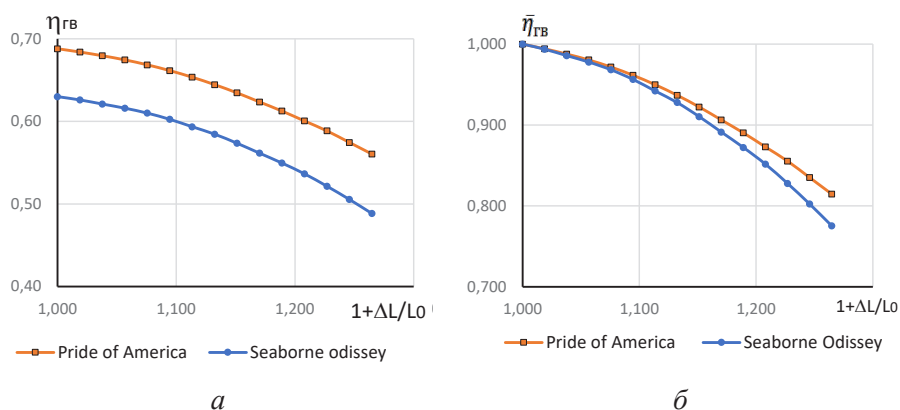


Рис. 8. Результати визначення коефіцієнта корисної дії гребного гвинта залежно від збільшення відносної довжини судна $\bar{L} = 1 + \Delta L / L_0$: абсолютне значення – а); відносне значення – б)

В інтервалі $1,0 \leq \bar{L} = 1 + \Delta L / L_0 \leq 1,1$ відносний пропульсивний коефіцієнт для “*Pride of America*” зменшується на 5%, для “*Seabourn Odyssey*” – на 7%. У наступному інтервалі $1,1 \leq \bar{L} = 1 + \Delta L / L_0 \leq 1,25$ відносний пропульсивний коефіцієнт для “*Pride of America*” зменшується на 22%, для “*Seabourn Odyssey*” – на 27%. З даних результатів випливає, що збільшення довжини на понад 15% від початкової призводить до стрімкого падіння пропульсивного коефіцієнту (рис. 9 А, Б).

Рівняння ходовості (1) в роботах [1; 4] розглядається як обмеження при вирішенні оптимізаційної задачі визначення розміру циліндричної вставки ΔL . У зв'язку з цим рівняння (1) доцільно записати у вигляді, в якому враховується співвідношення пропульсивної потужності P_E і потужності головних двигунів zP_{ME} :

$$\frac{P_E}{zP_{ME}} \frac{1}{\eta_{\text{prop}} \eta_{\text{в}} \eta_{\text{ред}}} = 1. \quad (13)$$

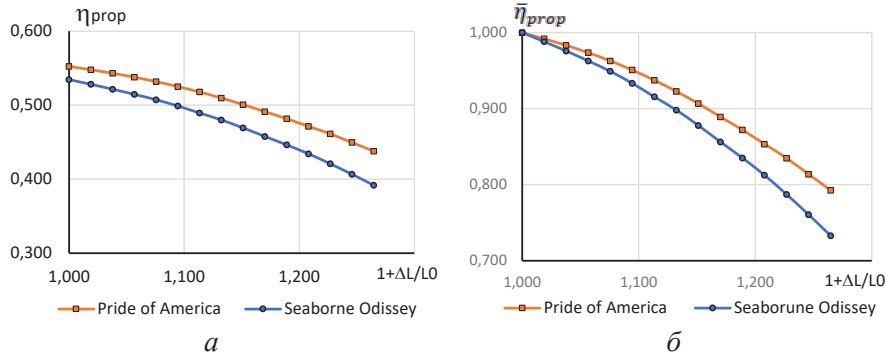


Рис. 9. Результати визначення пропульсивного коефіцієнту залежно від збільшення відносної довжини судна $\bar{L} = 1 + \Delta L / L_0$: абсолютне значення – а), відносне значення – б)

Таке подання рівняння ходовості відкриває простір для аналізу впливу величини збільшення довжини судна на пропульсивну потужність і, навпаки, при заданій потужності zP_{ME} можна забезпечити прийнятний розмір вставки і судна в цілому при забезпеченні проектної експлуатаційної потужності. З графіка (рис. 10) випливає, що для електрохода “Pride of America” точка перетину кривої відносної пропульсивної потужності і відносної потужності головних двигунів має такий вигляд: $\bar{y} = \bar{P}_{ME} = 1$. Ця точка перетину (рис. 10) визначає граничну довжину судна: $\bar{L} = 1 + \Delta L / L_0 = 1,09$, за якої встановлена потужність головних двигунів забезпечує максимальну експлуатаційну швидкість судна $V_s = 22$ вузли. Міркування в аналогічний спосіб щодо електрохода “Seabourne Odyssey” дозволяє за точкою перетину відносної пропульсивної потужності і відносної потужності двигунів віднайти граничне значення відносної довжини судна під час проведення його конверсії (розмірної модернізації): $\bar{L} = 1 + \Delta L / L_0 = 1,15$. Далі буде визначено розмір циліндричної вставки.

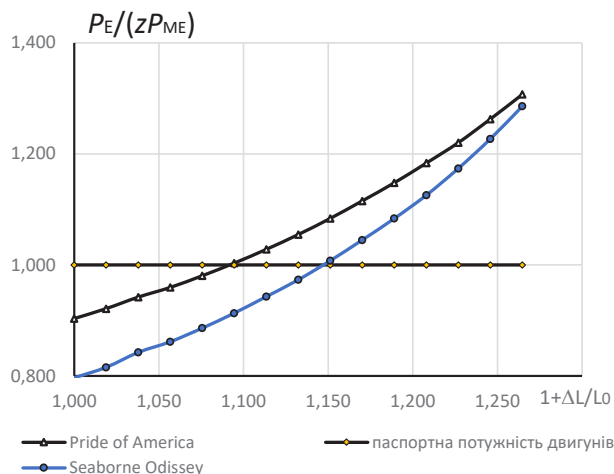


Рис. 10. Залежність пропульсивної потужності (у відносних величинах) суден від довжини судна (у відносних величинах)

Проведені дослідження дозволять здійснити певні узагальнення. Подовження судна призводить до збільшення пропульсивної потужності. За певних умов рівняння ходовості не стає справедливим, спричинює для проєктувальників такі дії: залишити наявну пропульсивну установку, але зі зменшенням швидкості судна, або провести заміну пропульсивної установки (двигунів, гребних гвинтів, валопроводів, підшипників і муфт). Вочевидь, з урахуванням дуже великої вартості обладнання та монтажних робіт перший варіант є пріоритетним. Таким чином, за першим варіантом виділяється два типи задач (рис. 11):

1) за розрахованою пропульсивною потужністю визначається граничне значення відносної довжини судна: $x_1 = \bar{L}_1 = 1 + \Delta L_1 / L_0$, за якого забезпечується проєктна (паспортна) швидкість судна $V_s = 22$ вузли (рис. 1,11). Якщо величина $x_1 = \bar{L}_1 = 1 + \Delta L_1 / L_0$ буде недостатньою, не в повній мірі узгоджуватиметься з метою модернізації [1], то судновласник може прийняти зважене рішення, керуючись експертними оцінками, щодо зменшення швидкості V_s . При цьому граничні значення відносної довжини судна будуть збільшуватись: криві 2, 3, 4 і відповідні їм значення $x_2 = \bar{L}_{21} = 1 + \Delta L_2 / L_0$, $x_3 = \bar{L}_3 = 1 + \Delta L_3 / L_0$, $x_4 = \bar{L}_4 = 1 + \Delta L_4 / L_0$ при відповідному зменшенні V_s (рис. 11);

2) за пропозицією судновласника встановлюється конкретне значення довжини судна $x = \bar{L} = 1 + \Delta L / L_0$, за яким визначаються відповідні величини – опір, потужність і швидкість судна (рис. 11).

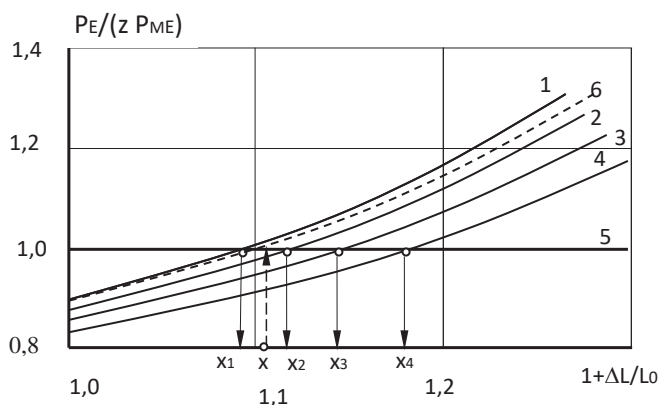


Рис. 11. Визначення граничної довжини судна за критерієм ходовості:
1 – відносна пропульсивна потужність судна за швидкості $V_s = 22$ вузли;
2 – відносна пропульсивна потужність судна за швидкості $V_s = 21$ вузол;
3 – відносна пропульсивна потужність судна за швидкості $V_s = 20$ вузлів;
4 – відносна пропульсивна потужність судна за швидкості $V_s = 19$ вузлів;
5 – відносна потужність головних двигунів;
6 – відносна пропульсивна потужність судна, що забезпечує швидкість V_s
(за заданою довжиною)

Висновки. У даній роботі проведено оцінку пропульсивних характеристик пасажирських суден у разі їх розмірної модернізації, що здійснюється шляхом додавання циліндричної вставки до їх корпусу, яка проводилась на прикладі лайнерів “Pride of America” і “Seabourn Odyssey”:

1) досліджено залежність буксирувального опору від швидкості та відносною довжини корпусу. Показано, що при його подовженні на 27% опір суден зріс на 15% і 18%;

2) визначено якісні і кількісні зміни значень коефіцієнтів гідродинамічної взаємодії – засмокування і попутного потоку, їх вагу в структурі коефіцієнту впливу корпусу, які збільшились на 2,7% і 5,5% відповідно до максимальних значень подовження;

3) встановлено, що значення коефіцієнтів корисної дії гребних гвинтів у вільній воді вказаних суден (для даних серій і виробників) зменшуються на 22% і 27% відповідно при максимальному подовженні корпусу порівняно з початковими їх значеннями;

4) досліджено пропульсивні коефіцієнти лайнерів у системі «гвинт – двигун – корпус», що розраховуються залежно від величини відносного подовження корпусу. За максимального подовження значення цих коефіцієнтів зменшуються на 21% і 26% (для кожного судна) порівняно з корпусами початкової довжини.

5) запропоновано нову форму рівняння ходовості, яке представляється у відносних одиницях, що відкриває можливість для безпосереднього визначення довжини корпусу і циліндричної вставки за відношенням пропульсивної потужності та потужності головних двигунів;

6) рекомендовано вирішувати на базі кривих відносною пропульсивної потужності два типи задач (прямих і зворотніх): перший (прямий) пропонує покроково визначати довжину вставки відповідно до спроможності забезпечити необхідну швидкість судна, другий (зворотній) передбачає для конкретного значення довжини вставки (довжини судна) можливість визначення відповідного їй значення буксирувального опору, через яке буде знайдено можливу швидкість за встановленою потужністю головних двигунів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шумило О. (2022). Визначення оптимальних розмірів подовження пасажирських суден у процесі їх модернізації. *Розвиток транспорту*, (1(12), 85–104. <https://doi.org/10.33082/td.2022.1-12.08>.
2. Cruise Market Watch. Electronic resource. Access mode: <https://cruisemarketwatch.com/passenger-origins>.
3. Cruise Lines International Association (CLIA). Electronic resource. Access mode: <https://www.cruising.org.au>.
4. Шумило О. (2023). Дослідження впливу розмірної модернізації на геометричні характеристики пасажирського судна. *Розвиток транспорту*, (2(17), 75–89. <https://doi.org/10.33082/td.2023.2-17.07>.
5. Шумило О. (2023). Оптимізація розмірної модернізації пасажирських суден з урахуванням енергоефективності. *Розвиток транспорту*, (4(15), 58–77. Retrieved із <https://journals.onmu.in.ua/index.php/journal/article/view/191>.
6. Schneekluth, H., Bertram, V., Ship design for efficiency and economy, Butterworth Heinemann, Oxford 1998.
7. Holtrop, J., Mennen, G.G.J., An approximated power prediction method, *International Shipbuilding Progress*, Vol. 29, 1984.

8. D. Li, P. A. Wilson, Y. Guan, and X. Zhao, “An Effective Approximation Modeling Method for Ship Resistance in Multidisciplinary Ship Design Optimization,” in Volume 2: CFD and VIV, San Francisco, California, USA, Jun. 2014, p. V002T08A023. doi: 10.1115/OMAE2014-23407.
9. R. de Winter, B. van Stein, M. Dijkman, and T. Bäck, “Designing Ships Using Constrained Multi-objective Efficient Global Optimization,” Springer International Publishing, Cham, 2019. doi: 10.1007/978-3-030-13709-0_16
10. R. de Winter, J. Furustam, T. Bäck, and T. Muller, “Optimizing Ships Using the Holistic Accelerated Concept Design Methodology,” in Practical Design of Ships and Other Floating Structures, Singapore, 2021, vol. 65, pp. 38–50. doi: 10.1007/978-981-15-4680-8_3.
11. Nanda Yustina, Ari Saptawijaya, Surrogate Model-based Multi-Objective Optimization in Early Stages of Ship Design, *Jurnal RESTI (Rekayasa Sistem dan Teknologi Informasi)* 6(5):782–789, October 2022.
12. Некрасов В.О., Нгуен Гуй Хоанг. Визначення оптимальних характеристик швидкохідного пасажирського судна. *Вісник Національного університету кораблебудування*. 2012. Вип.2. С. 23–29.
13. Bakica A, Vladimir N, Gatin I, Jasak H. 2020. CFD simulation of loadings on circular duct in calm water and waves. *Ships Offsh Struct.* 1–13.
14. Haase M, Davidson G, Binns J, Thomas G, Bose N. 2017. Full-scale resistance prediction in finite waters: A study using computational fluid dynamics simulations, model test experiments and sea trial measurements. *Proc Inst Mech Eng.*
15. Huang L, Li Z, Ryan C, Ringsberg JW, Pena B, Li M, Ding L, Thomas G. 2021a. Ship resistance when operating in floating ice floes: Derivation, validation, and application of an empirical equation. *Mar Struct.* 79:103057.
16. Huang L, Tuhkuri J, Igrec B, Li M, Stagonas D, Toffoli A, Cardiff P, Thomas G. 2020. Ship resistance when operating in floating ice floes: A combined CFD&DEM approach. *Mar Struct.* 74:102817.
17. Jasak H, Vukčević V, Gatin I, Lalović I. 2019. CFD validation and grid sensitivity studies of full scale ship self propulsion. *Int J Nav Archit Ocean Eng.* 11:33–43.
18. Сліжевський М.Б. Король Ю.М., Соколик М.Г., Тимошенко В.Ф. Розрахунок ходовості надводних водотоннажних суден : навчальний посібник. Миколаїв, НУК, 2004. 192 с.
19. Шостак В.П., Гершанік В.І., Кот В.П., Бондаренко М.С. Проектування пропульсивної установки суден з прямою передачею потужності на гвинт : навчальний посібник. Миколаїв : УМДГУ, 2003. 500 с.
20. Шумило О. (2023). Дослідження буксирувального опору круїзних суден при їх розмірній модернізації. *Розвиток транспорту*, (4(19), 140–162. <https://doi.org/10.33082/td.2023.4-19.11>.

REFERENCES

1. Shumylo, O. (2022). Determining the optimal length of passenger ships in the process of their modernization [Vyznachennya optymalnykh rozmiriv podovzhennya pasazhyrskykh suden u protsesi yikh modernizatsiyi]. *Transport development*, (1(12), 85–104. doi.org/10.33082/td.2022.1-12.08
2. Cruise Market Watch. Electronic resource. Access mode: <https://cruisemarketwatch.com/passenger-origins>.
3. Cruise Lines International Association (CLIA). Electronic resource. Access mode: <https://www.cruising.org.au>.
4. Shumylo O. (2023). Study of the impact of dimensional modernization on the geometric characteristics of a passenger ship [Doslidzhennya vplyvu rozmirnoyi modernizatsiyi na heometrychni kharakterystyky pasazhyrskoho sudna]. *Transport development*, (2(17), 75–89. doi.org/10.33082/td.2023.2-17.07
5. Shumylo O. (2023). Optimization of dimensional modernization of passenger ships taking into account energy efficiency [Optyimizatsiya rozmirnoyi modernizatsiyi pasazhyrskykh suden z urakhuvannyam enerhoefektyvnosti]. *Transport development*, (4(15), 58–77. Retrieved iz <https://journals.onmu.in.ua/index.php/journal/article/view/191>
6. Schneekluth, H., Bertram, V., Ship design for efficiency and economy, Butterworth Heinemann, Oxford 1998.
7. Holtrop, J., Mennen, G. G. J., (1984.) An approximated power prediction method, *International Shipbuilding Progress*, Vol. 29/
8. D. Li, P. A. Wilson, Y. Guan, and X. Zhao, “An Effective Approximation Modeling Method for Ship Resistance in Multidisciplinary Ship Design Optimization,” in Volume 2: CFD and VIV, San Francisco, California, USA, Jun. 2014, p. V002T08A023. doi: 10.1115/OMAE2014-23407.
9. R. de Winter, B. van Stein, M. Dijkman, and T. Bäck, “Designing Ships Using Constrained Multi-objective Efficient Global Optimization,” Springer International Publishing, Cham, 2019. doi: 10.1007/978-3-030-13709-0_16
10. R. de Winter, J. Furustam, T. Bäck, and T. Muller, “Optimizing Ships Using the Holistic Accelerated Concept Design Methodology,” in *Practical Design of Ships and Other Floating Structures*, Singapore, 2021, vol. 65, pp. 38–50. doi: 10.1007/978-981-15-4680-8_3.
11. Nanda Yustina, Ari Saptawijaya, Surrogate Model-based Multi-Objective Optimization in Early Stages of Ship Design, *Jurnal RESTI (Rekayasa Sistem dan Teknologi Informasi)* 6(5):782-789, October 2022.
12. Nekrasov V.O., Nguyen Gui Hoang (2012). Determination of optimal characteristics of a high-speed passenger ship [Vyznachennya optymalnykh kharakterystyk shvydkokhidnoho pasazhyrskoho sudna]. *Bulletin of the National University of Shipbuilding*. Issue. 2.
13. Bakica A, Vladimir N, Gatin I, Jasak H. 2020. CFD simulation of loadings on circular duct in calm water and waves. *Ships Offsh Struct.* 1–13.
14. Haase M, Davidson G, Binns J, Thomas G, Bose N. 2017. Full-scale

- resistance prediction in finite waters: A study using computational fluid dynamics simulations, model test experiments and sea trial measurements. *Proc Inst Mech Eng*.
15. Huang L, Li Z, Ryan C, Ringsberg JW, Pena B, Li M, Ding L, Thomas G. 2021a. Ship resistance when operating in floating ice floes: Derivation, validation, and application of an empirical equation. *Mar Struct*. 79:103057
 16. Huang L, Tuhkuri J, Igrac B, Li M, Stagonas D, Toffoli A, Cardiff P, Thomas G. 2020. Ship resistance when operating in floating ice floes: A combined CFD&DEM approach. *Mar Struct*. 74:102817.
 17. Jasak H, Vukčević V, Gatin I, Lalović I. 2019. CFD validation and grid sensitivity studies of full scale ship self propulsion. *Int J Nav Archit Ocean Eng*. 11:33–43.
 18. Slizevskyi M.B., Korol Y.M., Sokolyk M.G., Tymoshenko V.F. (2004) Calculation of maneuverability of surface water tonnage vessels [Rozrakhunok khodovosti nadvodnykh vodotonazhnykh suden]: Training manual. – Mykolaiv, NUK.
 19. Shostak V.P., Gershanik V.I., Kot V.P., Bondarenko M.S. (2003) Designing the propulsion system of ships with direct transmission of power to the propeller [Proyektuvannya propul'syvnoyi ustanovky suden z pryamoyu peredacheyu potuzhnosti na hvynt]. Education manual. Mykolaiv: UMDTU.
 20. Shumylo, O. (2023). STUDY OF TOWING RESISTANCE OF CRUISE SHIPS DURING THEIR DIMENSIONAL MODERNIZATION. *Transport Development*, (4(19), 140–162. <https://doi.org/10.33082/td.2023.4-19.11>.