

УДК 629.5

DOI [https://doi.org/10.15589/znп2023.2-3\(491-492\).2](https://doi.org/10.15589/znп2023.2-3(491-492).2)

ESTIMATION OF VIBRATION ENERGY DISTRIBUTION FROM PROPELLERS IN DECK PANELS ALONG VESSEL

ОЦІНКА РОЗПОВСЮДЖЕННЯ ЕНЕРГІЇ ВІБРАЦІЙ ВІД ГВИНТІВ В ПАЛУБНИХ ПЛАСТИНАХ ПО ДОВЖИНІ СУДНА

Evgeniy T. Burdun

evgeniy.burdun@nuos.edu.ua

ORCID: 0000-0002-6682-3777

Roman Yu. Bilous

roman.bilous89@gmail.com

ORCID: 0009-0002-7767-9624

Є. Т. Бурдун,

канд. техн. наук, професор

Р. Ю. Білоус,

аспірант, інженер-конструктор

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

Abstract. Despite considerable progress in the theoretical and experimental treatment of ship vibrations, questions about the accuracy of analysis methods for predicting the vibration behavior as well as for solving vibration problems on completed ships are as topical as ever. Extensive vibrations negatively affect the comfort of passengers and crew. They can also cause fatigue of local hull structures or malfunction of mechanisms and equipment. Therefore, the prediction of vibrations at the early design stages provides wider opportunities for optimizing the structures and minimizes significant corrections at final stages. Based on the typical model of an multipurpose support vessel made by the finite element method, recommendations have been developed for prediction of vibration distribution from propellers in deck plates between the main girders along the length of the vessel. In this study, only structural damping of 4% in metal structures is taken into account. The influence of non-structural damping from the absorption of vibration energy due to internal friction in vibration isolation coatings, pipes, cables, ventilation ducts, etc. was not investigated. At this stage of the study, its value is equal to zero, that is why the actually calculated response of the structure has a certain margin in comparison with the real values.

Purpose – calculation of the excitation force from the propellers on the aft part of the ship and estimation the distribution of vibration energy along its length.

Method – finite element method is used for the investigation of vertical vibro-velocities in main deck plates from propeller working in-phase and anti-phase.

Results – the values of vibration velocities at stiff points on the main deck are presented, the vibration amplitudes in the deck panels between the bulkheads are averaged.

Scientific novelty – simplified function of pressure fluctuations on the hull from the propeller is proposed, which allows to estimate vibrations distribution along the length of the ship.

Practical importance – this information is important at the stage of conceptual design, when the dimensions of the compartments, the position of the main structural elements, the dimensions of the girders are to be defined.

Key words: conceptual design; finite element method; excitation force from propeller; dynamic analysis.

Анотація. Незважаючи на значні успіхи в теоретичному та експериментальному розгляді вібрацій судна, питання точності аналітичних розрахунків прогнозування вібрацій, а також вирішення проблем вібрацій на готових суднах актуальні як ніколи. Надмірні вібрації негативно впливають на комфорт пасажирів та екіпажу. Також вони можуть спричинити втому металу локальних корпусних конструкцій або несправність механізмів і обладнання. Тому передбачення вібрацій на ранніх етапах проектування суден дає більш ширші можливості для оптимізації конструкцій і мінімізує суттєві виправлення на більш пізніх етапах. На основі типової моделі багатоцільового судна підтримки виконаної методом скінчених елементів розроблені рекомендації щодо прогнозування розповсюдження рівнів вібрацій від гвинтів в палубних пластинах між головними балками набору по довжині судна. У цьому дослідженні враховане тільки структурне демпфування у металевих корпусних конструкціях на рівні 4%. Вплив неструктурного демпфування від поглинання енергії вібрації за рахунок внутрішнього тертя у віброізоляційних покриттях, трубах, кабелях, вентиляційних каналах і т. ін. не досліджувався. На

даному етапі дослідження його величина дорівнює нулю, щоб фактично порахований відгук конструкції мав певний запас у порівнянні з реальними значеннями.

Мета – розрахунок збуджуючого зусилля від гвинтів на кормову частину судна та оцінка розповсюдження енергії вібрацій по його довжині.

Методика – за допомогою метода скінчених елементів чисельно досліджено вертикальні віброшвидкості в пластинах головної палуби від роботи гвинтів у фазі і протифазі.

Результати – представлені значення віброшвидкостей у жорстких точках на головній палубі, зроблено усереднення амплітуд вібрацій у палубних пластинах між переборками.

Наукова новизна – запропонована спрощена функція дії пульсуючого тиску від гвинта на кормову частину судна, яка дозволяє оцінити розповсюдження вібрацій по довжині судна.

Практична значимість – інформація є важливою на стадії концептуального проектування, коли вибираються розміри приміщень, положення основних конструктивних елементів, розміри балок основного набору.

Ключові слова: концептуальний дизайн; метод скінчених елементів; збуджуюча сила від гвинта; динамічний аналіз.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Динамічний аналіз конструкції корпусу судна а саме розрахунок вібрацій від основних збудників вібрацій вважається відносно складним і багатофакторним. Основними збудниками на борту є елементи пропульсивного комплексу такі, як гвинт та лінія валопроводу.

Довгі лінії валопроводів дійсно можуть бути суттєвим збудником вібрацій, але вони важкі, а так як оптимізація маси корпусу і корисного навантаження з кожним роком стає все критичною, то ця проблема вирішується компоновкою (зміщенням двигуна ближче до корми, щоб зробити вал коротшим) або заміною на дизель-генератори і гвинто-рульові колонки. В останньому випадку лінія валопроводу відсутня. Якщо довгої лінії валопроводу запобігти не вдається, то існують практичні способи як мінімізували вібрації такі, як правильне проектування жорсткості опор, застосування новітніх матеріалів у підшипниках з високим коефіцієнтом демпфування, контроль вібрацій датчиками і своєчасне підлаштування для запобігання руйнувань підшипників.

Гвинт залишається єдиним елементом, вплив якого суттєво зменшити не вдається тому основні конструктивні елементи корпусу судна такі, як палуби, переборки, зовнішня обшивка повинні відповідати критеріям жорсткості щоб не бути вторинними збудниками вібрацій. Рівні амплітуд вібрацій напряму залежать від збуджуючої сили на кормову частину судна та як ефективно вона гаситься по його довжині.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Найбільш вагомими джерелами інформації в суднобудуванні вважаються правила класифікаційних спілок, наприклад, такі як Det Norske Veritas, Lloyd's Register, Bureau Veritas, American Bureau of Shipping та інші. В них приведені рекомендації щодо врахування збуджуючих сил від основних джерел вібрацій на судні та способи запобігання розповсюдженню надмірних вібрацій по корпусу судна.

В [1, с. 318-321] наведені рекомендації щодо розрахунку тиску від гвинта на кормову частину судна в залежності від упору, товщини лопатей і кавітації. Джерела [2] і [3] посилаються на формули Холдена [4] щодо розрахунку цього тиску і приводять значення діапазонів від 1 до 2, від 2 до 8 і вище 8 кПа в точці безпосередньо над пропелером, які можна класифікувати як низькі, середні та високі відповідно. Загальні вертикальні коливання сили на лопатній частоті, інтегровані з коливань тиску, коливатимуться від 10 кН для невеликого судна до 1000 кН для високопродуктивного контейнеровоза. Для звичайних типів і розмірів суден відповідні значення знаходяться в межах від 100 до 300 кН. Чи призведуть ці значні сили збудження до сильних вібрацій, залежить від динамічних характеристик конструкції корпусу судна, і це можна раціонально оцінити лише на основі аналізу вимушеної вібрації.

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРІШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

У вищезазначених джерелах викладені теоретичні основи розрахунку тиску від гвинта на кормову частину судна, але у випадку аналізу моделі судна методом скінчених елементів, який використовує детерміністичний підхід для розрахунків, складні інтегральні залежності і загальні рекомендації виявляються слабко прив'язаними для вирішення практичних задач. Ще однією проблемою є те, що в цих джерелах немає чітких рекомендацій по визначенню площі поверхні, на яку діє пульсаційний тиск від гвинта. А так як це є основною величиною для інтегрування тиску і отримання сумарної збуджуючої сили, то аналіз вимушених вібрацій судна виявляється задачею нетривіальною, з багатьма невідомими, для вирішення якої важко застосувати системний підхід з пошуку вхідних даних.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Основною метою дослідження викладеного у цій статті є пошук спрощеної методики розрахунку

збуджуючих сил від гвинта на кормову частину судна як найбільш значущого чинника коливань по корпусу судна.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Об'єктом дослідження розповсюдження вібрацій є глобальна модель багатоцільового судна підтримки загальне розташування якого взято з [5]. Його повнорозмірна модель виконана методом скінчених елементів (див. рис. 1) згідно з рекомендацій [6, с. 11-19] включає в себе ряд спрощень, так як на стадії концептуального проектування ряд параметрів може бути невідомий, а надмірна деталізація призведе до зниження продуктивності розрахунків при зміні основних параметрів:

- Балки вторинного набору включені в матрицю жорсткості пластин, [7, с. 75-78];
- Локальні фундаменти, вирізи, нерегулярні конструкції, що не мають впливу на глобальну міцність судна, видаляються з моделі;
- Розподілення ваги по палубам є рівномірним і здебільшого основане на статистичних даних і на рекомендаціях з правил класифікаційних спілок, [8];
- Залишковий небаланс ваги прикладається до зовнішньої обшивки.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Визначення тиску від гвинтів на кормову частину судна є найважливішою частиною динамічного

аналізу методом скінчених елементів і прогнозування рівнів вібрацій у жилих приміщеннях. По суті воно можливе трьома методами – розрахунок на основі емпіричних формул, використання передових теоретичних методів і програмного забезпечення, експериментальні вимірювання.

В цьому дослідженні використовується найбільш відомий метод Холдена, який оснований на аналізі вимірювань проведених на 72 суднах [4]. Він запропонував формули основані на регресивному аналізі для визначення некавітаційного P_0 і кавітаційного тиску P_c :

$$P_0 = \frac{(ND)^2}{70} \frac{1}{Z^{1.5}} \left(\frac{K_0}{d/R} \right) \quad (1)$$

$$P_c = \frac{(ND)^2}{160} \frac{V_s (W_{Tmax} - W_e)}{\sqrt{(h_a + 10.4)}} \left(\frac{K_c}{d/R} \right) \quad (2)$$

де N – частота обертів гвинта, хв^{-1} ;

D – діаметр гвинта, м;

R – радіус гвинта, м;

V_s – швидкість судна, мс^{-1} ;

Z – кількість лопатей;

d – відстань від $r/R=0.9$ до поверхні зануреного корпусу, коли лопать знаходиться у верхньому положенні, м;

W_{Tmax} – максимальне значення коефіцієнту попутного потоку по Тейлору;

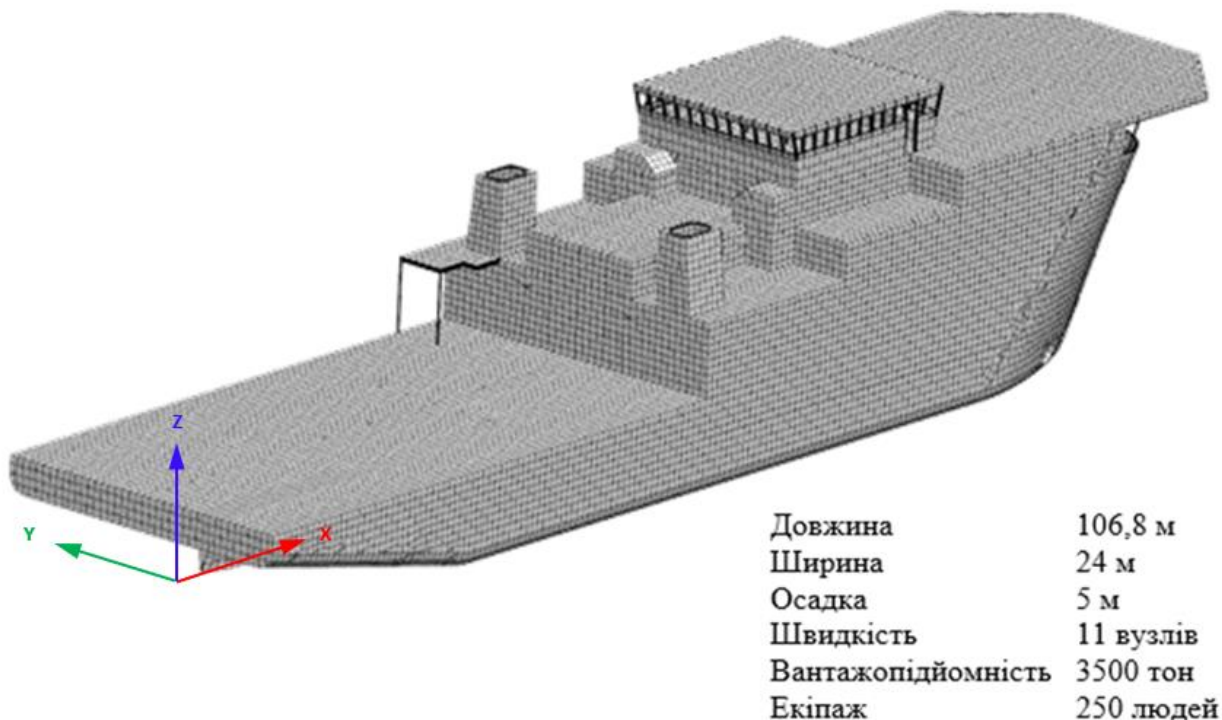


Рис. 1. Модель багатоцільового судна підтримки виконана методом скінчених елементів

W_e – усереднене значення коефіцієнту попутного потоку по Тейлору;

h_a – глибина занурення лінії валу, м.

Сумарний тиск P_z визначається як векторна сума кавітаційного і некавітаційного тисків:

$$P_z = \sqrt{P_0^2 + P_c^2} \quad (3)$$

Розрахунок максимального вертикального тиск розрахованого по формулі (3) представлений в таблиці 1.

Таблиця 1. Розрахунок максимального пульсуючого тиску від гвинта

Величина	Значення	Розмірність
N	248	хв ⁻¹
D	2,4	м
V_s	5,65	мс ⁻¹
Z	4	—
d	0,65	м
W_{Tmax}	0,518	—
W_e	0,346	—
h_a	3,4	м
P_0	2364	Па
P_c	1425	Па
P_z	2760	Па

Примітка. Значення W_e розраховане згідно з [9, с. 70]. Значення W_{Tmax} вибрано згідно з рекомендаціями наведеними в [9, с. 78], $W_{Tmax} = 1,5 W_e$.

Згідно формули (3) розраховується максимальне значення тиску, але його амплітуда знижується в радіальному напрямку від точки, яка знаходиться вертикально над центром гвинта, див. [10]. На рис. 2 показано порівняння функції розподілу пульсуючого тиску у перерізі з максимальною амплітудою розрахованого по формулам Холдена [10, с. 11] для лівого борту і лінеаризованої залежності у вигляді конічної поверхні запропонованої у даному дослідженні автором як спрощення.

Координати точок перерізу з найбільшою амплітудою пульсуючого тиску взятих з [10, рис. 11] наведені в табл. 1 і рис. 2.

Площа прикладення навантаження визначалася графічним методом у наступній послідовності:

– Ширина дії поля пульсуючого тиску дорівнює 2,6 м в Y-напрямку, але на границях воно відмінне від нуля, [10, рис. 12].

– Y-координата точки А з максимальним тиском перенесена на середину відстані між точками 5 і 6 по центру гвинта.

– Проведені дві лінії, які з'єднують точку А з точками 1 і 10.

– Визначена відстань між точками В і С, вона дорівнює 3.4 м.

– Графічним методом з [10, рис. 12] приблизно виміряний діаметр гвинта, що складає 1,65 м.

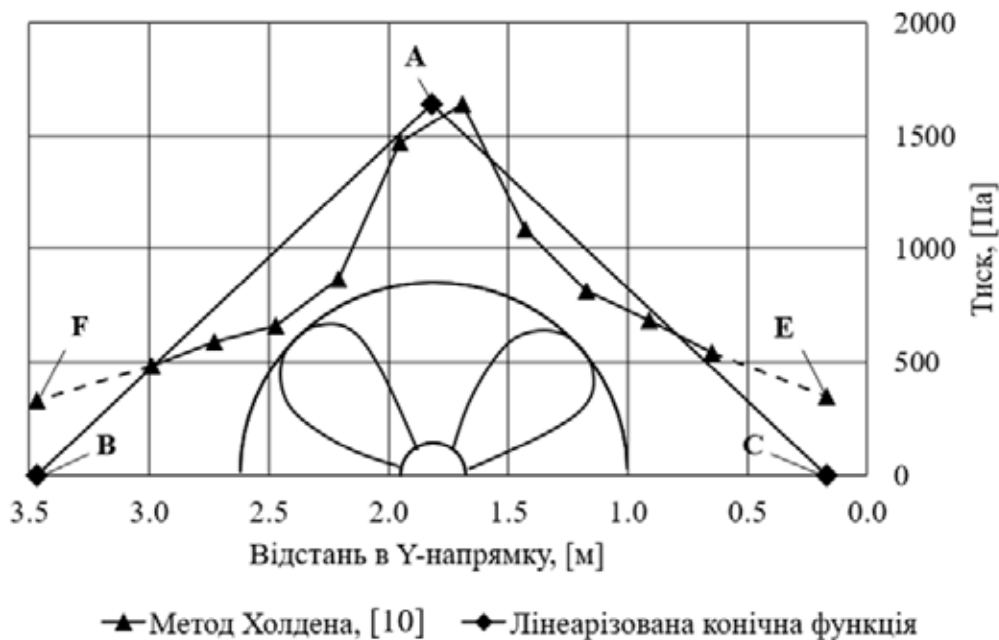


Рис. 2. Залежність пульсуючого тиску над гвинтом від відстані у Y-напрямку

Таблиця 2 – Переріз поля пульсуючого тиску з максимальною амплітудою

№ точки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Y, [м]	2.99	2.73	2.47	2.21	1.95	1.69	1.43	1.17	0.91	0.65
Тиск, [Па]	482	591	663	869	1468	1640	1084	812	684	540

– Нова відстань між точками В (3,47; 0) і С (0,17; 0) прийнята рівною двом діаметрам, що складає 3,3 м. Цей висновок також корелюється з дослідженням викладеним в [11, с. 191].

– Застосована екстраполяція за експоненційним законом для функції розподілу тиску з Y-координатами $\pm 1,65$ м від центру гвинта.

– Розраховані координати точок F (3,47; 334) і E (0,17; 350), які з'єднані з точками 1 і 10 прямими пунктирними лініями.

На рис. 2 зображені графіки з фінальними розрахунками викладеними у послідовності вище.

Інтегрування двох графіків функцій з рис. 2 показує, що площа під лінеаризованою функцією більша на 5.2 %, що вказує на прикладання зусилля з запасом, тому спрощення вважається прийнятним з точки зору прикладних інженерних розрахунків.

Сумарна вертикальна сила від поля пульсуючого тиску може бути перевірена за допомогою формули для визначення об'єму конуса:

$$F = \frac{1}{3} \pi R^2 P_z \quad (4)$$

Загальний вигляд тиску прикладеного по конічній поверхні на кормову частину судна показаний на рисунку 3.

Для прикладу, який розглядається в даному дослідженні, сумарна сила складає 16,6 кН (див. рис. 4).

Дослідження рівнів вібрацій проводилося на перетині головної палуби з зовнішньою обшивкою і поперечними рамними шпангоутами кожні 2,4 м (див. рис. 5). Розглядалися два найбільш критичні варіанти роботи гвинтів, коли тиск від їхньої роботи діє у фазі (максимальна вертикальна сила) і у протифазі (максимальний крутильний момент). Подвійна частота обертання гвинтів не розглядалася, так як це дослідження має на меті показати методологію оцінки рівнів вібрацій, а не кількісний аналіз окремо взятого судна.

Згідно зі стандартом ISO 20283, [12] регламентуються рівні віброшвидкостей в залежності від локації приміщення та його призначення.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Процес передачі енергії від гвинта на корпус судна залежить від багатьох вхідних даних. Спрощена методика викладена у цій статті не може описати всієї багатофакторності, тому на початкових етапах проектування необхідно використовувати додаткові коефіцієнти запасу на збуджуючі сили. У цьому випадку результати аналізу вимушених коливань корпусу судна можуть використовуватися для індикації потенційно небезпечних місць, яку інженер-конструктор повинен відповідно модифікувати згідно зі стандартами проекту.

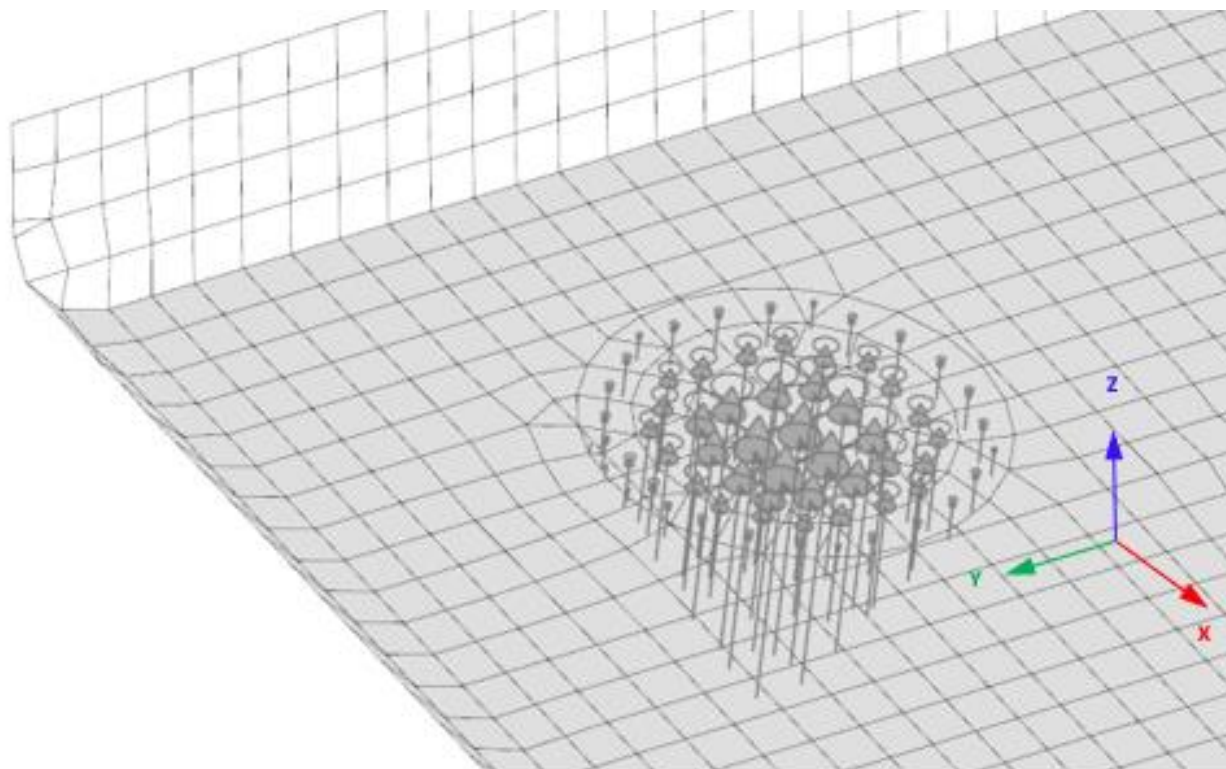


Рис. 3. Загальний вигляд функції пульсуючого тиску, лівий борт

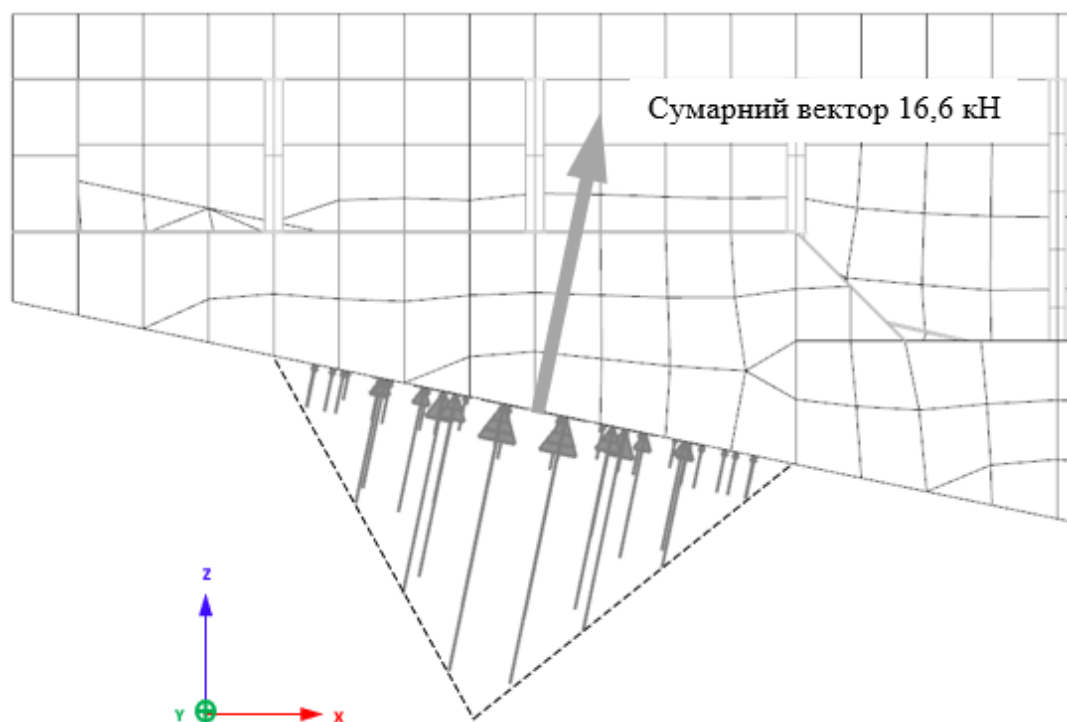


Рис. 4. Повздовжній переріз по лінії валопроводу, лівий борт

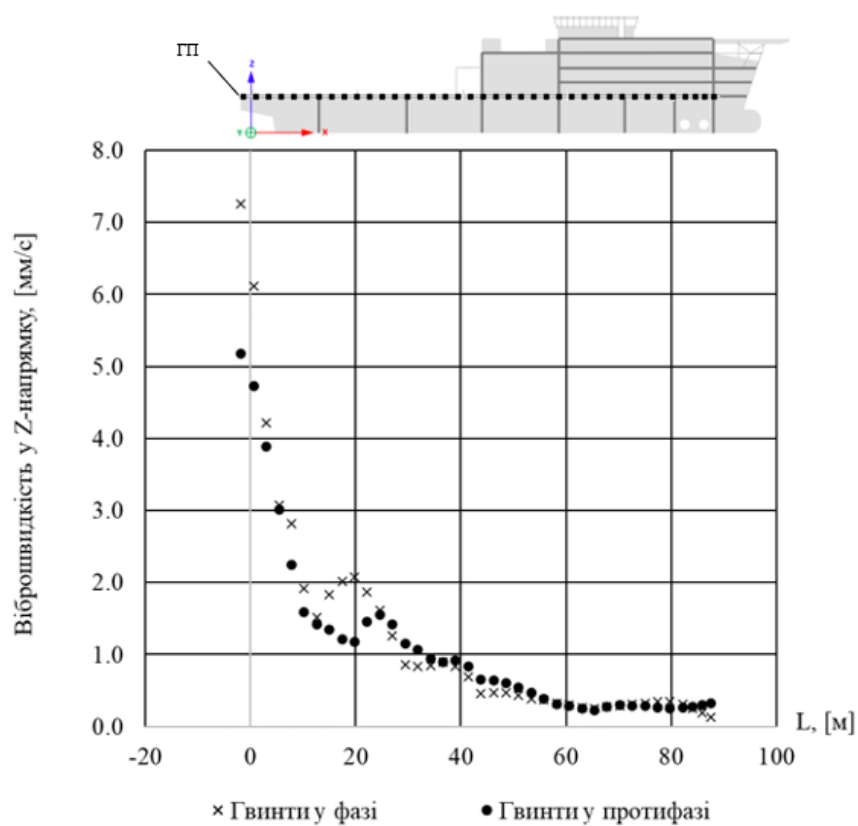


Рис. 5. Залежність вертикальної віброшвидкості від довжини судна на перетині головної палуби (ГП), зовнішньої обшивки і рамних шпангоутів (■)

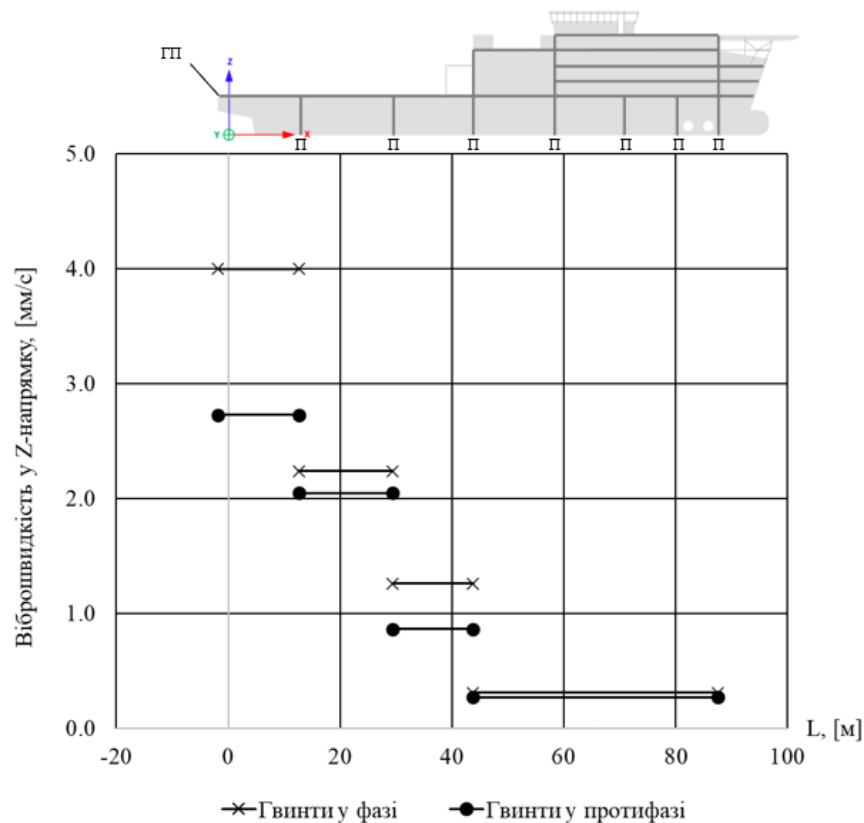


Рис. 6. Усереднені значення вертикальної віброшвидкості між переборками (П) по головній палубі (ГП)

ВИСНОВКИ

- Стадія концептуального дизайну судна потребує водночас простих і надійних рішень щодо оцінки збудження палубних пластин від пульсуючого тиску діючого на кормову частину судна від роботи гвинтів. Методика Холдена з його розрахунку основана на статистиці зібраний з повномасштабних вимірювань на 72 суднах і включає стандартне відхилення в 30 відсотків, що вважається прийнятним.

- В даному дослідженні пропонується спрощена оцінка розрахунку пульсуючого тиску від гвинта на кормову частину судна, яка дає змогу розрахувати збуджуючі сили без спеціалізованого програмного забезпечення і експериментальних даних.

- Найбільші рівні вібрацій спостерігаються в приміщенні між транцем і першою водонепроникною переборкою, тому його віброізоляція відіграватиме важливе значення у розповсюдженні вібрацій далі в носову частину судна.

- Усереднені значення віброшвидкостей на головній палубі показали, що водонепроникна переборка як основний конструктивний елемент судна є надійним віброізолятором і може знижувати рівні вібрацій приблизно у 2 рази. Це приводить до іншого висновку, що на початкових етапах проектування можна створити спрощену модель тільки кормової частини, відпрацювати можливі модифікації щодо зниження рівнів вібрацій в цьому приміщенні і потім спрогнозувати рівні вібрацій далі по судну на основі гіперболічної залежності з Рис. 6.

REFERENCES

- [1] Bureau Veritas. (1987). *Building and operation of vibration-free propulsion plants and ships*. Guidance Note: NR 207 SMS E.
- [2] American Bureau of Shipping. (2018). *Guidance Notes on Ship Vibration*.
- [3] Det Norske Veritas. (1983). *Prevention of Harmful Vibration in Ships*.
- [4] Holden K.O., Fagerjord O. & Frostad R. (1980). *Early Design-Stage Approach to Reducing Hull Surface Forces Due to Propeller Cavitation*. SNAME Transactions, Volume 88.
- [5] Rescue Boat AutoCAD DWG drawing. Retrieved from <https://dwgfree.com/product/rescue-boat-autocad-dwg/>
- [6] Det Norske Veritas. (2021). *Finite element analysis*. DNV-CG-0127.

- [7] Nemeth, M. P. (2011). *A Treatise on Equivalent-Plate Stiffnesses for Stiffened Laminated-Composite Plates and Plate-Like Lattices*. NASA/TP-2011-216882.
- [8] Lloyd's Register. (2015). *Guidance Notes General Overview of Ship Structural Vibration Problems*.
- [9] Carlton J. S. (2007). *Marine Propellers and Propulsion*.
- [10] Zambon A., Moro L. & Biot M. (2021). *Vibration analysis of super-yachts: Validation of the Holden Method and estimation of the structural damping*. Marine Structures, Volume 75.
- [11] Vorus W.S. (1974). *A method for analyzing the propeller-induced vibratory forces acting on the surface of a ship stern*. SNAME Transactions, Volume 82.
- [12] International Organization for Standardization. (2016). *Mechanical vibration – Measurement of vibration on ships – Part 5: Guidelines for measurement, evaluation and reporting of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships*. (ISO 20283-5:2016).

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Bureau Veritas. (1987). *Building and operation of vibration-free propulsion plants and ships*. Guidance Note: NR 207 SMS E.
- [2] American Bureau of Shipping. (2018). *Guidance Notes on Ship Vibration*.
- [3] Det Norske Veritas. (1983). *Prevention of Harmful Vibration in Ships*.
- [4] Holden K.O., Fagerjord O. & Frostad R. (1980). *Early Design-Stage Approach to Reducing Hull Surface Forces Due to Propeller Cavitation*. SNAME Transactions, Volume 88.
- [5] Rescue Boat AutoCAD DWG drawing. Retrieved from <https://dwgfree.com/product/rescue-boat-autocad-dwg/>
- [6] Det Norske Veritas. (2021). *Finite element analysis*. DNV-CG-0127.
- [7] Nemeth, M. P. (2011). *A Treatise on Equivalent-Plate Stiffnesses for Stiffened Laminated-Composite Plates and Plate-Like Lattices*. NASA/TP-2011-216882.
- [8] Lloyd's Register. (2015). *Guidance Notes General Overview of Ship Structural Vibration Problems*.
- [9] Carlton J. S. (2007). *Marine Propellers and Propulsion*.
- [10] Zambon A., Moro L. & Biot M. (2021). *Vibration analysis of super-yachts: Validation of the Holden Method and estimation of the structural damping*. Marine Structures, Volume 75.
- [11] Vorus W.S. (1974). *A method for analyzing the propeller-induced vibratory forces acting on the surface of a ship stern*. SNAME Transactions, Volume 82.
- [12] International Organization for Standardization. (2016). *Mechanical vibration – Measurement of vibration on ships – Part 5: Guidelines for measurement, evaluation and reporting of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships*. (ISO 20283-5:2016).

© Бурдун Є. Т., Білоус Р. Ю.

Дата надходження статті до редакції: 03.06.2023

Дата затвердження статті до друку: 20.06.2023