

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Кораблебудівний навчально-науковий інститут
Кафедра будівельної механіки та конструкції корпусу корабля

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри, в.о.

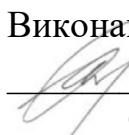
/ Бобров М.М. /  (підпис)

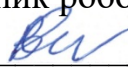
«24» грудня 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему:

«Вивчення впливу загальної вібрації корпусу малого судна на місцеву вібрацію»

Виконав: студент(ка) 6116мх групи
 Чалов О.Ю.
(підпис)

Керівник роботи: доцент кафедри, к.т.н.
 Соков В.М.
(підпис)

Миколаїв 2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Навчально-науковий інститут (факультет): Кораблебудівний

Кафедра будівельної механіки та конструкції корпусу корабля

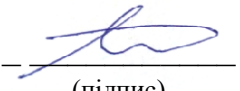
Спеціальність 135 Суднобудування

Освітня програма «Суднокорпусобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

Литвиненко Д.Ю.


(підпис)

«02» грудня 2025 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ на здобуття ступеня вищої освіти магістра

Студенту Чалову Олександрю Юрійовичу

1. Тема роботи: Вивчення впливу загальної вібрації корпусу малого судна на місцеву вібрацію.

Керівник роботи: Соков В.М., к.т.н., доц. кафедри.

Затверджені наказом ректора № 1185-уч від «12» листопада 2024 року.

2. Термін подання роботи до 16 грудня 2025 року.

3. Вихідні дані по роботі: вихідні дані по судну, фахова література, матеріали конференцій, репозитарій університету.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

Розділ 1. Теоретичні відомості про загальну і місцеву вібрацію суден.

Розділ 2. Порівняння власних частот поперечних згинальних коливань корпусу судна із зовнішніми частотами.

Розділ 3. Розрахунок власних частот пластин судового набору.

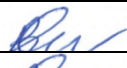
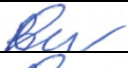
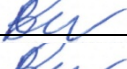
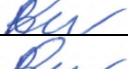
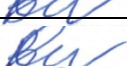
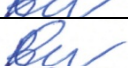
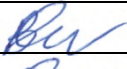
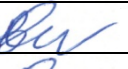
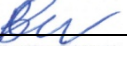
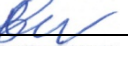
Розділ 4. Розрахунок власних частот ребер жорсткості судового набору без урахування опори води.

Розділ 5. Розрахунок власних частот пластин і ребер жорсткості при їх спільній взаємодії при гідроупругих коливаннях.

Розділ 6. Порівняння частот загальної та місцевої вібрації.

5. Перелік презентаційних матеріалів виконаний в середовищі PowerPoint.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Соков В.М.		
2	Соков В.М.		
3	Соков В.М.		
4	Соков В.М.		
5	Соков В.М.		
6	Соков В.М.		

7. Дата видачі завдання: 16 вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Теоретичні відомості про загальну і місцеву вібрацію суден	вересень 2025	виконано
2	Порівняння власних частот поперечних згинальних коливань корпусу судна із зовнішніми частотами	вересень 2025	виконано
3	Розрахунок власних частот пластин судового набору	жовтень 2025	виконано
4	Розрахунок власних частот ребер жорсткості судового набору без урахування опори води	жовтень-листопад 2025	виконано
5	Розрахунок власних частот пластин і ребер жорсткості при їх спільній взаємодії при гідроепружних коливаннях	листопад-грудень 2025	виконано
6	Порівняння частот загальної та місцевої вібрації	грудень 2025	виконано
7	Оформлення магістерської роботи	грудень 2025	виконано
8	Передача магістерської роботи на рецензування рецензенту	грудень 2025	виконано
9	Передача магістерської роботи науковому керівнику для написання відгуку	грудень 2025	виконано
10	Кафедральний захист магістерської роботи	05 грудня 2025	виконано
11	Захист магістерської роботи	24 грудня 2025	виконано

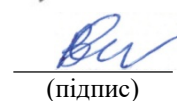
Студент


(підпис)

Чалов О.Ю.

(ПІБ)

Керівник роботи


(підпис)

Соков В.М.

(ПІБ)

АНОТАЦІЯ

Чалов О.Ю. Вивчення впливу загальної вібрації корпусу малого судна на місцеву вібрацію. Кваліфікаційна магістерська робота зі спеціальності 135 «Суднобудування», освітньої програми «Суднокорпусобудування». Миколаїв: НУК ім. адмірала Макарова, 2025. 56 с.

В рамках даної магістерської кваліфікаційної роботи був досліджений вплив загальної вібрації корпусу малого судна на місцеву вібрацію. Робота складається з шести розділів, які відображають розрахунок місцевої вібрації по готовим наданим даним судна. У 1-му розділі були надані теоретичні відомості про загальну та місцеву вібрацію корпусу судна, про фактори, які викликають вібрацію на судна, а також про вимоги Регістру судноплавства України стосовно вібрації на судні. У 2-му розділі здійснено порівняння власних частот поперечних згинальних коливань корпусу судна із зовнішніми частотами. У 3-му розділі розраховані власні частоти пластин судового набору, які були порівняні із частотами збудовуючих сил. У 4-му розділі розраховані власні частоти ребер жорсткості судового набору без урахування опори води, які були порівняні із частотами збудовуючих сил. У 5-му розділі розраховані власні частоти пластин і ребер жорсткості при їх спільній взаємодії при гідроупругих коливаннях, які були порівняні із частотами збудовуючих сил. У 6-му розділі порівнюються частоти загальної та місцевої вібрації, щоб дослідити вплив загальної вібрації на місцеву.

Ключові слова: буксир, місцева вібрація, резонанс, частота.

SUMMARY

Chalov Oleksandr. Researching of the influence of the general vibration of the small ship's hull onto the local vibration. Qualification master's work on specialty 135 "Shipbuilding", of the educational program "Ship Hull Building". Mykolaiv: NUOS, 2025. 56 p.

Within the framework of this master's qualification work, the influence of the general vibration of the hull of a small vessel on local vibration was investigated. The work consists of three sections, which reflect the calculation of local vibration based on the ready-made data provided by the vessel. In the 1st section, theoretical information was provided about the general and local vibration of the vessel hull, about the factors that cause vibration on vessels, as well as about the requirements of the Ukrainian Shipping Register regarding vibration on vessels. In the 2nd section, the natural frequencies of transverse bending vibrations of the vessel hull were compared with external frequencies. In the 3rd section, the natural frequencies of the plates of the vessel set were calculated, which were compared with the frequencies of disturbing forces. In the 4th section, the natural frequencies of the stiffening ribs of the vessel set were calculated without taking into account water resistance, which were compared with the frequencies of disturbing forces. In Section 5, the natural frequencies of the plates and stiffeners during their joint interaction during hydroelastic vibrations were calculated, which were compared with the frequencies of the disturbing forces. In Section 6, the frequencies of general and local vibration are compared to investigate the influence of general vibration on local vibration.

Keywords: tug, local vibration, resonance, frequency.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	7
ВСТУП.....	8
1 ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ ПРО ЗАГАЛЬНУ І МІСЦЕВУ ВІБРАЦІЮ СУДЕН	10
1.1 Сили, які викликають вібрацію корпусу судна	10
1.2 Місцева вібрація	16
1.3 Вимоги Регістру Судноплавства України щодо вібрації на судні	22
2 ПОРІВНЯННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ПОПЕРЕЧНИХ ЗГИНАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КОРПУСУ СУДНА ІЗ ЗОВНІШНІМИ ЧАСТОТАМИ	26
2.1 Результати розрахунків власних частот згинальних коливань корпусу судна за методом Релея-Папковича-Шиманського	26
2.2 Визначення частот зовнішніх збурюючих сил	26
3 РОЗРАХУНОК ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ПЛАСТИН СУДОВОГО НАБОРУ	30
4 РОЗРАХУНОК ВЛАСНИХ ЧАСТОТ РЕБЕР ЖОРСТКОСТІ СУДОВОГО НАБОРУ БЕЗ УРАХУВАННЯ ОПОРИ ВОДИ	35
5 РОЗРАХУНОК ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ПЛАСТИН І РЕБЕР ЖОРСТКОСТІ ПРИ ЇХ СПІЛЬНІЙ ВЗАЄМОДІЇ ПРИ ГІДРОУПРУЖНИХ КОЛИВАННЯХ	40
6 ПОРІВНЯННЯ ЧАСТОТ ЗАГАЛЬНОЇ ТА МІСЦЕВОЇ ВІБРАЦІЇ	49
ВИСНОВКИ.....	54
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	56

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

КС – корпус судна

ЕБ – еквівалентний брус

РС – розрахунковий стан

ЦВ – центр ваги

ГВК – головні вільні коливання

РЖ – ребро жорсткості

ВСТУП

Розрахунок місцевої вібрації корпусу судна є важливим етапом в рамках розрахунку місцевої міцності судна в цілому. Основною задачею розрахунку місцевої вібрації є розрахунок власних частот місцевих конструкцій, таких як пластини, перекриття тощо і порівняння цих частот з частотами джерел вимушеної вібрації. І таким чином зробити висновки про попадання в зону резонансу тієї чи іншої місцевої конструкції. Додатково необхідно порівняти частоти вільних коливань загальної вібрації з вимушеними частотами і зробити висновок про попадання в зону резонансу. Необхідно дослідити вплив загальної вібрації на місцеву вібрацію. Треба дати відповідь на питання, чи спричинять загальні коливання корпусу судна коливання місцевих конструкцій?

Метою магістерської роботи є дослідження впливу загальної вібрації корпусу малого судна на місцеву вібрацію, для того щоб розуміти вклад загальної вібрації на місцеву та зробити висновки про попадання в зону резонансу корпусу судна та тієї чи іншої місцевої конструкції.

Щоб досягти поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі.

- 1) Опрацювати літературу на предмет розрахунку загальної і місцевої вібрації.
- 2) Порівняти власні частоти поперечних згинальних коливань корпусу судна із зовнішніми частотами.
- 3) Розрахувати власні частоти пластин судового набору і порівняти їх із частотами збурюючих сил.
- 4) Розрахувати власні частоти ребер жорсткості судового набору без урахування опори води і порівняти їх із частотами збурюючих сил.
- 5) Розрахувати власні частоти пластин і ребер жорсткості при їх спільній взаємодії при гідроепружних коливаннях і порівняти їх із частотами збурюючих сил.
- 6) Порівняти частоти загальної та місцевої вібрації, щоб зробити висновок про вплив загальної вібрації на місцеву вібрацію.

Необхідно зауважити, що опрацювання літератури та технічної інформації від фірми-донора стосовно інформації по судну з питань розрахунку і нормування місцевої вібрації входило до складу наукової роботи. Опрацювання результатів місцевої вібрації є трудомістким. Проміжні результати розрахунків цікавості не становлять, а в роботі показані кінцеві результати, які мають фізичний зміст.

1 ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ ПРО МІСЦЕВУ ВІБРАЦІЮ СУДЕН

1.1 Сили, які викликають вібрацію корпусу судна

Усі навантаження, що викликають вібрацію корпусу судна та його окремих конструкцій, доцільно розділити на чотири види.

До першого виду віднесемо сили, що змінюються в часі, які з'являються внаслідок неточностей, допущених при виготовленні та монтажі суднових механізмів, валопроводів, гребних гвинтів. До цього ж виду віднесемо також навантаження, що мають своїм джерелом такі органічно властиві деяким механізмам особливості, як наявність мас, що рухаються зворотно-поступально, нерівномірність дії активних сил, що забезпечують рух і т.п.

До другого виду належать навантаження, пов'язані з тим, що гребні гвинти судна працюють за корпусом та в безпосередній близькості від нього. При цьому навіть ідеально виготовлений гвинт, що рівномірно обертається, буде збуджувати сили, що змінюються в часі, внаслідок взаємодії з корпусом судна і попутним потоком, існуючим за судном.

Третій вид навантажень становлять сили, спричинені впливом на судно морського хвилювання. Вітрове нерегулярне хвилювання є джерелом як низькочастотних (квазістатичних) навантажень, що вивчаються в курсі міцності суден, так і навантажень, час зміни яких можна порівняти з періодами вільних коливань корпусу судна та його окремих конструкцій. Останні за певних умов можуть спричинити інтенсивну вібрацію корпусу судна.

Нарешті, до четвертого виду відноситимемо різні динамічні навантаження, що з'являються в специфічних умовах експлуатації судна: при вибухах, ударах об лід, ударах при швартуванні та зіткненнях тощо.

Навантаження, викликані неточностями виготовлення механізмів валопроводів, гвинтів

Одним з основних дефектів, що призводять до появи вібраційного навантаження, слід вважати неповну збалансованість мас, що обертаються або

рухаються поступово, яка може спостерігатися у головних і допоміжних двигунів, редукторів, гребних валів і гвинтів.

У частин механізмів, що обертаються (ротори турбін і електромоторів, валопроводи, гребні гвинти) розрізняють статичну і динамічну неврівноваженість (незбалансованість).

При статичній неврівноваженості центр ваги частини, що обертається, не лежить на осі обертання. Нехай a – відстань центру ваги від осі обертання, m – маса, Ω – кутова швидкість. Тоді на ротор діє радіальна сила, що обертається.

$$F = ma\Omega^2, \quad (6.1)$$

яка передається на підшипники та фундамент механізму у вигляді періодичного навантаження.

Якщо ротор загалом статично врівноважений, але центри ваги окремих дисків, на які він може бути подумки розділений площинами, перпендикулярними до осі, не лежать на ній, при обертанні виникнуть пари сил, вектори яких перпендикулярні до осі обертання. Ці пари сил можуть давати відмінний від нуля результуючий момент, що визначає динамічну неврівноваженість ротора і створює навантаження на підшипники, що періодично змінюється. На рис. 6.1 показаний вал із двома дисками, центри ваги яких зсунуті в протилежні сторони від осі обертання на однакові відстані a .

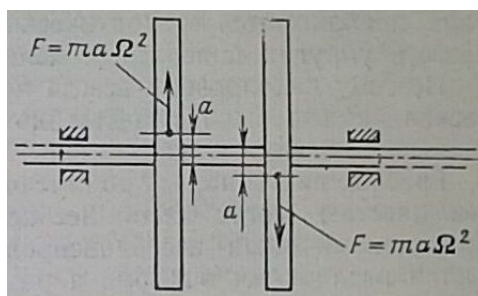


Рис. 6.1. Динамічно неврівноважений ротор

Такий ротор статично врівноважений, оскільки загальний центр ваги дисків лежить на осі обертання, однак є динамічна неврівноваженість, виявити яку можна лише при обертанні ротора.

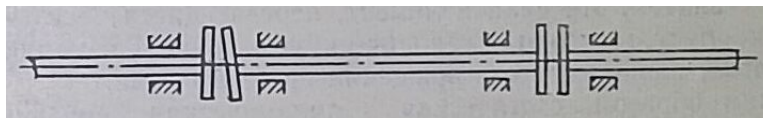


Рис. 6.2. Стиковані на фланцях ділянки гребного валу, виготовлені з дефектами

Частота зміни навантаження, що з'являється внаслідок статичної та динамічної неврівноваженості частин механізмів, що обертаються, збігається з частотою обертання ротора.

До вібраційного навантаження тієї ж частоти призводять неточності, що допускаються при виготовленні стикуються на фланцях ділянок гребного валу.

Якщо частини валу мають викривлення, або площини їх фланців не перпендикулярні до осі (рис. 6.2), після з'єднання фланців та затягування болтів на опорах валу виникають реакції, що змінюють напрямки дії у міру повороту валу. Підкреслимо, що, якщо частини гребного валу виконані ідеально точно, подальший його монтаж не призведе до появи реакцій, що змінюють свій напрямок (обертаються) на підшипники. Дійсно, якщо підшипники валу виставлені з відхиленням від прямої лінії, або змістилися внаслідок вигину корпусу, ідеальний гребний вал при монтажі набуває пружного вигину, але орієнтація пружної лінії в просторі, а отже, і орієнтація реакцій, будуть залишатися незмінними при обертанні.

При існуючих жорстких допусках на виготовлення гребних валів величини реакцій, що змінюються, на підшипники і викликана ними вібрація виявляються незначними.

Існування пружного прогину, що змінює орієнтацію в процесі обертань валу, а також залишкова механічна незбалансованість валу і гребного гвинта можуть призвести до резонансних коливань системи гвинт – валопровід і до різкого зростання вібраційного навантаження на корпус, якщо частота обертання гребного валу наближається пружних поперечних коливань валопроводу.

Тому валопроводи завжди проектується так, щоб критична частота була істотно вищою за будь-яку експлуатаційну частоту обертання валу.

Гребні гвинти поряд із статичною та динамічною неврівноваженістю можуть бути незбалансовані гідродинамічно. Гідродинамічна незбалансованість гребного гвинта викликається відмінностями у формі і розмірах його лопатей і, отже, у величині профільного опору лопатей і упору, що розвивається. Внаслідок цих відмінностей лінія дій упору гвинта не збігається з віссю валу, а векторна сума всіх сил профільного опору лопат не дорівнює нулю. Інакше кажучи, на гребний гвинт діють гідродинамічна сила та момент, вектори яких перпендикулярні до осі гребного валу. Повертаючись разом з гвинтом, ці сила і момент, що передаються через підшипники корпусу, створюють періодичне навантаження, що змінюється з частотою, що дорівнює частоті обертання валу гребного.

Таким чином, статична та динамічна неврівноваженість роторів, неточність виготовлення гребного гвинта та валопроводу призводять до появи вібраційного навантаження першого порядку, що змінюється з частотою обертання валу Ω . Максимальні значення такого навантаження можуть бути оцінені розрахунковим шляхом за відомими допусками на виготовлення валу, гребного гвинта і неврівноваженість частин механізмів, що обертаються. Загалом розглянуті навантаження піддаються контролю, їх обмеження досягається шляхом ретельного дотримання технічних умов виготовлення та монтаж валопроводів, редукторів, гребних гвинтів.

За наведеною вище класифікацією до першого виду вібраційного навантаження були віднесені також сили, поява яких пов'язана з такими органічно властивими поршневим двигунам особливостями, як наявність поступово поступових мас і нерівномірність дії активних сил при згоряння палива в циліндрах.

Статичне і динамічне балансування рухомих мас у багатоциліндрових двигунів досягається знищенням різноважності деталей шатунно-поршневої групи, балансуванням деталей, що обертаються, належною установкою фаз руху поршнів.

Слід мати на увазі, що навіть ідеально збалансований двигун внутрішнього згоряння буде передавати на фундамент динамічні навантаження, пов'язані з перетворенням поступального руху поршнів у обертальний рух колінчастого валу.

Основну роль при цьому відіграють перекидальні моменти і горизонтальні сили, що діють у площині, перпендикулярній до опору колінчастого валу.

Перекидальний момент, будучи реактивним за походженням, дорівнює за величиною моменту, що крутить, на валу двигуна. У складі крутного моменту можна виділити постійне та змінне доданки. Останнє визначається переважно змінами навантаження на гребний гвинт внаслідок впливу неоднорідності потоку за корпусом, морського хвилювання і качки судна. Є також вплив нерівномірності застосування активних сил до колінчастого валу.

Походження горизонтальних сил пов'язане з впливом горизонтальних складових сил інерції та активних сил, що діють на шатуни. Горизонтальні сили змінюються у часі за періодичним законом.

При розрахунку вібрації періодичні збурювальні сили та моменти, що передаються двигуном на фундамент, можуть бути представлені у вигляді суми гармонік

$$\left. \begin{aligned} F &= F_1 \cos(\Omega_0 t + \alpha_1) + F_2 \cos(2\Omega_0 t + \alpha_2) + \dots \\ M &= M_1 \cos(\Omega_0 t + \beta_1) + M_2 \cos(2\Omega_0 t + \beta_2) + \dots \end{aligned} \right\} \quad (6.2)$$

де F , M – збурюючі сила і момент; Ω_0 – кругова частота обертання валу двигуна; α_i , β_i – початкові фази складових сили та моменту.

Ретельним балансуванням багатоциліндрового поршневого двигуна, усуненням нерівномірності робочих циклів у циліндрах вдається звести до мінімуму або повністю усунути створюване ним вібраційне навантаження нижчих порядків. Однак перекидні моменти не усуваються балансуванням. Основна гармоніка їх регулярної складової має частоту $0,5n_0\Omega_0$ у чотиритактних дизелів та $2n_0\Omega_0$ у двотактних (n_0 – число циліндрів).

Перекидальними моментами і горизонтальними силами не вичерпується різноманіття вібраційних навантажень, джерелом яких є двигуни внутрішнього згоряння. Так, неповна збалансованість рухомих мас призводить до появи моментів, що обертають двигун щодо осей вертикальної (рискання) і поперечної горизонтальної (галоупування). Динамічні навантаження, що мають випадковий

характер, створюються внаслідок неідентичності займання та згоряння палива в циліндрах.

Жорсткі обмеження нерівномірності навантажень по циліндрах, балансування деталей, що обертаються, усунення різноважності деталей шатунно-поршневої групи, застосування амортизаторів і віброгасників дозволяє знизити до допустимих меж вібрацію, що викликається роботою двигунів.

Навантаження, викликані роботою гребного гвинта за корпусом.

Дія навантажень, пов'язаних з роботою гребних гвинтів за корпусом в безпосередній близькості від нього, є найбільш істотною причиною вібрації судна.

Існують дві обставини, що визначають таку взаємодію гвинта з корпусом судна, внаслідок якого виникають вібраційні навантаження другого виду. По-перше, потік, що набігає на гвинт, виявляється внаслідок впливу корпусу дуже неоднорідним. По-друге, корпус і частини судна, що виступають, утворюють систему жорстких екранів, поблизу яких рухаються лопаті гвинта. Обидві зазначені обставини призводять до того, що сили, що діють на лопату, змінюються протягом кожного обороту. Це спричиняє зміну навантаження на гвинт, що передається через підшипники корпусу. Крім того, лопаті гребного гвинта при кожному обороті проходять в безпосередній близькості від екранів, що утворюються обшивкою корпусу і частинами, що виступають, що є причиною пульсацій гідродинамічних тисків на цих поверхнях. Таким чином, гвинт, що працює за корпусом судна, збуджує два види вібраційного навантаження: навантаження, що передається корпусу через підшипники і безпосередньо додається до обшивки у вигляді пульсуючих тисків.

2.1. Навантаження, яке передається корпусу через підшипники.

Неоднорідність потоку, що набігає на гвинт, створюється внаслідок кількох причин, серед яких найважливішу роль відіграє так званий попутний потік складне поле швидкостей, що викликається рухом судна, що існує за корпусом. Це поле має як регулярну складову, обумовлену потенційною частиною потоку, так і випадкову пов'язану з турбулентністю попутного потоку, викликаній відривом прикордонного шару кормової краю судна. Осьова V_x (спрямована вздовж осі гребного валу) і окружна V_t складові швидкості регулярної частини попутного потоку можуть бути

розраховані або виміряні з використанням модельного експерименту. Це дозволяє здійснити розрахунок періодичних зусиль, що діють на гвинт. Осьову складову зручно подати у вигляді суми

$$V_x = v_0 + v_x, \quad (6.3)$$

де v_0 – швидкість судна; v_x – залежна від координат у площині диска гвинта складова осьової швидкості.

1.2 Місцева вібрація

При вібрації КС, як і при вібрації будь-якого де формівного тіла, рухаються всі його частини: днище палуби, борта, мачти, окремі балки, пластини тощо. Однак можливі і такі форми вібрації, при яких амплітуди переміщень однієї частини корпусу суттєво перевищують амплітуди решти частин. Так, можуть спостерігатися сильні коливання днища машинного відділення при відносно нерухомих бортах і поперечних перебірках, можуть інтенсивно коливатися палубні пластини при непомітних для ока коливань набору палуби тощо. В подібних випадках умовно кажуть про місцеву вібрацію, розуміючи при цьому, що вібрує увесь корпус. Сам характер місцевої вібрації дозволяє при її розрахунку нехтувати вібрацією решти частини корпусу і вважати її нерухомою. Наближеність розрахунку місцевої вібрації обумовлена і складністю взаємодії елементів корпусних конструкцій, врахувати яку, особливо на стадії проектування судна, практично неможливо.

В практичних розрахунках зазвичай обмежуються розрахунком місцевої вібрації днищевих і палубних перекриттів, фундаментів і підкріплень під головні та допоміжні механізми, мачт, валопроводів, пластин палуби і зовнішньої обшивки, ребер жорсткості тощо.

Особливості вібрації судових пластин. В розрахунках міцності корпусу судна в якості пластин розглядаються ділянки полотнища перекриття в ячейках, які утворюються балками набору, що перетинаються. Цим зумовлені основні особливості розрахункових схем вібруючих пластин.

По-перше, пластини коливаються разом з балками набору перекриття.

По-друге, коливаються одночасно всі яйчейки-пластини, із-за чого розрахунок вібрації ізольованої пластини-ячейки лише при певних умовах достатньо правильно відобразить вібрацію всієї нерозрізної пластини (полотнища перекриття).

По-третє, вібруючі пластини, які підлягають розрахунку, як правило, беруть участь в загальному згині корпусу судна і сприймають значні ланцюгові зусилля, а пластини зовнішньої обшивки і різноманітних цистерн – ще і статичне розподілене поперечне навантаження. Оскільки це навантаження – тиск рідини (води, палива, масла), доводиться розглядати сумісні рухи пластини і прилягаючої до неї рідини, тобто вирішувати задачу гідро пружності.

По-четверте, при виготовленні перекриття, особливо зварного і подальшій установці його в корпусі судна, яке будується, полотнища дещо викривляються (здобувають так званий початковий прогин), і в них виникають залишкові ланцюгові самоврівноважені напруження. І початковий прогин і залишкові напруження відчутно впливають на вібрацію відносно тонких судових пластин, однак цей вплив при складанні проекту врахувати неможливо, тому що невідомо, що при побудові отримає судно. Але і у побудованого судна початкові прогини пластин і залишкові напруження змінюються із-за появи локальних пластичних деформацій в процесі експлуатації судна. В результаті виникає деяка невизначеність в розрахунку вібрації пластин, як, втім, і в розрахунку їх стійкості і закритичної поведінки.

Вібрація судових пластин, які не взаємодіють із забортною рідиною, збуджується вібрацією їх опорного контуру – балок набору перекриттів. Пластини зовнішньої обшивки, особливо в кормовій кінцівці, вібрують внаслідок впливу на них пульсуючого тиску води, обумовленого роботою гребних гвинтів. Формально коливання кінематично збуджуваних пластин можуть бути зведені до коливань під дією розподілених по пластині збуджуючих сил – сил інерції переносного руху. Якщо переміщення елемента пластини в абсолютному русі $w_a(x, y, t)$ представити у вигляді

$$w_a(x, y, t) = w_{ок}(t) + w(x, y, t), \quad (8.17)$$

де $w_{ок}(t)$ – вібрація опорного контуру, однакова у всіх його точках, а $w(x, y, t)$ – переміщення елемента пластини відносно площини її опорного контура, то інтенсивність поперечного навантаження пластини у відносному русі рівна (ρ –

густина матеріалу пластини; h – її товщина; при необхідності в ρ включається приєднана маса рідини)

$$q(x, y, t) = -\rho h \ddot{w}_{ок}(t). \quad (8.18)$$

Як правило, $w_{ок}$ – гармонічна вібрація:

$$w_{ок}(t) = A \cdot \sin \omega t, \quad A = \text{const}, \quad (8.19)$$

тому еквівалентна їй інтенсивність поперечного навантаження у відносному русі є

$$q(x, y, t) = \rho h \omega^2 A \cdot \sin \omega t = \hat{q} \cdot \sin \omega t. \quad (8.20)$$

Отже, знаючи рішення задачі про усталених вимушених коливаннях під дією рівномірно розподіленого зовнішнього пульсуючого навантаження $q \sin \omega t$, можна вважати, що вирішена задача і про кінематично збуджені коливання пластини. Звісно, амплітудно-частотні криві будуть різні: при $\omega = 0$ амплітуда у другому випадку дорівнює нулю, так як $\hat{q} = \rho \omega^2 h A = 0$, а в першому – амплітуда статичного прогину.

Більш складний перехід до відносного руху пластини, якщо закон руху її опорного контуру змінюється від точки до точки.

Фактично вібрація багатьох пластин корпусу судна розраховується три рази: один раз у складі поздовжніх в'язей, які беруть участь у загальній ходовій вібрації; другий раз як поясків вібруючих перекриттів і в третій раз – власне місцева вібрація пластини відносно її опорного контуру.

Місцева вібрація пластин представляє інтерес перш за все з точки зору забезпечення втомної міцності, що призводить до дуже низьких допустимих вібраційних напружень (~ 40 МПа, на порядок менше границі плинності низьколегованої сталі). Тому відносно малі місцеві коливання пластин можуть бути небезпечними, коливання же пластин у складі всього корпусу судна і його перекриття, як правило, збуджують лише напруження, які не становлять небезпеки з точки зору міцності.

Більшість судових перекриттів набирається за поздовжньою або поперечною системою набору. В обох випадках прямокутні пластини-ячейки, які обмежені балками набору, що перетинаються, виявляються дуже витягнутими вздовж або

поперек судна (відношення довжин сторін ≥ 3). Пластини же полотнищ поперечних і поздовжніх переборок сильно витягнуті по вертикалі (при вертикальних стійках). За цієї причини, як і в статиці, зазвичай замість розрахунку вібрації прямокутних пластин з кінцевим відношенням довжин кромок розраховують балку-полоску одиничної ширини.

Питання гідро пружності в задачах динаміки суднових конструкцій. Загальні положення.

Коливання суднових конструкції збуджують нестационарні (з мінливими в часі швидкостями) рухи частинок рідини, що оточує судно. У цьому рідині надає на конструкцію силовий вплив, тобто. своєю чергою впливає її коливання. Процеси динамічного деформування пружних тіл у рідині, для опису яких необхідний спільний розгляд питань динаміки пружного тіла та гідродинаміки, називають гідропружними. Проблеми гідропружності мають істотне значення у ряді завдань щодо загальної та місцевої вібрації корпусу судна, динамічного деформування суднових конструкцій при ударі про воду, коливань підводних крил і тонких обшивок в потоці рідини і т.п.

У створенні силового впливу рідини на пружну конструкцію визначальна роль належить силам інерції, прояв яких виявляється у вигляді зростання інерції пружного тіла. В'язкість рідини, поява звукових та поверхневих хвиль збільшують демпфування пружних коливань. Складне вплив на коливання тонких обшивок і підводних крил надає потік, що набігає. Порушуючи або посилюючи взаємодію між різними формами (модами) коливанні пружної конструкції, набігаючий потік може як поглинати енергію коливань (підсилювати демпфування), так і за деяких умов передавати частину своєї енергії тілу, що коливається. В останньому випадку зі зростанням швидкості потоку з'являється небезпека неприпустимого зростання амплітуд коливань, можливий розвиток динамічної нестійкості гнучкої конструкції.

Відповідно до сказаного, можна виділити кілька типів завдань гідропружності суднових конструкцій, що відрізняються цілями дослідження, що застосовується моделлю рідкого середовища, з урахуванням різних категорій сил взаємодії.

У курсі вібрації судів основне значення мають проблеми взаємодії суднових конструкцій з рідиною при коливаннях і нестационарних деформаціях.

Викладення питання почнемо з обґрунтування особливостей моделі рідкого середовища, що має бути застосована у вирішенні зазначених завдань. Насамперед підкреслимо можливість нехтування в'язкістю рідиною, оскільки розсіювання енергії коливань у конструкції набагато вище, ніж у воді. Вплив стисливості рідини на коливання визначається величиною безрозмірного параметра – числа Струхаля

$$St = \frac{\omega l}{c_0},$$

де c_0 - швидкість звуку у воді, l – характерний розмір за який слід прийняти відстань між вузлами форми коливань; ω – частота коливань.

Для процесів загальної та місцевої ходової вібрації корпусу судна та його конструкції число Струхаля виявляється суттєво нижче одиниці, що дозволяє в аналізованих процесах вважати рідину несжимаемой.

Викладене вище дозволяє для класу завдань гідропружності, що цікавить нас, прийняти модель нев'язкої, несжимаемой рідини.

Коливання тіла, що плаває на поверхні рідини, у загальному випадку супроводжується появою хвиль, що розходяться від тіла, збільшують розсіювання енергії коливань і змінюють величину і розподіл сил інерції. Критерієм, що визначає розвиток хвиль на поверхні рідини, є хвильове число, яке слід записати у вигляді

$$k_g = \frac{\omega^2 l}{g},$$

де за характерний лінійний розмір l слід приймати: ширину судна при аналізі загальної вібрації корпусу та вібрації днищових перекриттів, відстань між вузлами форми коливань у завданнях коливань балок-смужок, обмежених плоским шаром рідини. При $k_g > 2 \div 3$, що практично завжди забезпечується завдання динаміки суднових конструкцій, гравітаційними хвилями, що виникають при коливаннях, можна знехтувати.

Коливання пружної конструкції в нев'язкій, несжимаемой рідині збуджує безвихровий потік, поле швидкостей якого характеризується потенціалом $\Phi(x, y, z, t)$, що дозволяє визначити швидкості як похідні по приватних координатах

$$v_x = \frac{\partial \Phi}{\partial x}; \quad v_y = \frac{\partial \Phi}{\partial y}; \quad v_z = \frac{\partial \Phi}{\partial z}. \quad (5.1)$$

У задачах про малі коливання і динамічні деформації конструкцій в рідині викликані швидкості v_x, v_y, v_z – малі величини, і їх квадратами слід знехтувати. Викликаний коливаннями «надлишковий» тиск у будь-якій точці рідини, у тому числі і на змоченій поверхні тіла, визначається інтегралом Лагранжа рівнянь руху рідини

$$p(x, y, z, t) = -\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \rho \left[\left(\frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi}{\partial z} \right)^2 \right], \quad (5.2)$$

або після зневаги квадратами малих швидкостей

$$p = -\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t}, \quad (5.3)$$

де ρ – густина (масова) рідини.

Потенціал швидкості $\Phi(x, y, z, t)$ повинен будь-якої миті часу задовольняти рівняння Лапласа у всій області, зайнятій рідиною,

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = 0. \quad (5.4)$$

Крайові умови для функції $\Phi(x, y, z, t)$ мають бути сформульовані усім ділянках кордону. При виписуванні крайових умов слід на увазі, що розглядаються малі коливання пружного тіла, які супроводжуються малими зміщеннями частинок рідини, у тому числі і частинок, розташованих на вільній поверхні. Тому крайові умови можна записувати задля дійсних положень, які займають граничні поверхні у різні моменти часу, а їхнього середнього (недеформованого) становища.

На поверхні тіла, що коливається, повинні бути виконані умови непротікання, тобто. умови рівності нормальних до поверхні тіла складових швидкостей частинок рідини та пружного тіла

$$\frac{\partial \Phi}{\partial n} = v_n, \quad (5.5)$$

де v_n – нормальна складова швидкості поверхні тіла.

На вільній поверхні рідини відповідно до сказаного вище можна ігнорувати появу гравітаційних хвиль. Необхідну крайову умову отримаємо з вимоги, щоб додатковий по відношенню до атмосферного (викликаний коливаннями) тиск дорівнював вільної поверхні нулю. У однаковій мірі повинен перетворюватися на нуль і імпульс цього тиску за будь-який проміжок часу. Ці вимоги виконуються, якщо на незбурненій вільній поверхні

$$\Phi = 0. \quad (5.6)$$

Додатково до умов (5.5) і (5.6) повинні бути сформульовані умови поведінки рішення на нескінченному віддаленні від конструкції, що коливається. Природно вимагати, щоб у нескінченно віддаленій точці рідина перебувала у спокої, тобто.

$$\lim_{R \rightarrow \infty} \frac{\partial \Phi}{\partial R} = 0, \quad \lim_{R \rightarrow \infty} \Phi = 0, \quad R = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}. \quad (5.7)$$

Можливі й інші типи крайових умов потенціалу швидкостей, пов'язані зі специфікою постановки завдання (наприклад, у завданнях коливань глибоко занурених конструкцій, коли відсутня вплив вільної поверхні, коливань конструкцій на мілководді тощо.). У всіх цих випадках крайові умови можуть бути сформульовані з використанням методів гідродинаміки.

Рівняння (5.4) і граничні умови (5.5) – (5.7) є типовим формулюванням гідродинамічної частини гідропружного завдання про коливання або нестационарні деформації конструкції на поверхні рідини. Безпосереднє рішення її неможливе, оскільки в умову (5.5) входить невідома функція, що характеризує швидкість зміщення поверхні пружної конструкції. Тому мають бути додатково виписані рівняння динаміки пружної конструкції та відповідні граничні умови.

1.3 Вимоги Регістру Судноплавства України щодо вібрації на судні

У розділі 1.5 Регістру України відображені технічні норми щодо вібрації конструкцій корпусу, які описані нижче.

1.5.1 Загальні положення.

1.5.1.1 Цей підрозділ регламентує гранично допустимі рівні вібрації (далі - норми вібрації) корпусних конструкцій морських водотоннажних суден.

1.5.1.2 Норми вібрації установлені із умов забезпечення міцності корпусних конструкцій і надійності роботи установлених на судні механізмів, приладів та обладнання.

1.5.1.3 Застосування норм цього підрозділу не виключає необхідності виконання санітарних норм і вимог органів охорони здоров'я України щодо допустимих параметрів вібрації на робочих місцях і в житлових, службових та інших суднових приміщеннях.

1.5.1.4 Норми вібрації суднових механізмів і обладнання наведені в розд. 9 частини VII «Механічні установки».

1.5.1.5 Незалежно від результатів розрахунків вібрації на головному судні серії, а також на суднах одиначної побудови повинні проводитися виміри вібрації, що дозволяють оцінити їхні вібраційні характеристики, виходячи з норм допустимих параметрів вібрації, наведених у 1.5.3 цього підрозділу.

1.5.1.6 Методика проведення вимірів вібрації побудованих суден, що регламентує об'єм необхідних вимірів і порядок їх виконання, повинна бути схвалена Регістром.

1.5.2 Технічна документація.

Після проведення швартовних і ходових здавальних випробувань Регістру має бути подано технічний висновок (звіт) за результатами цих випробувань, затверджений керівництвом підприємства, що робило виміри вібрації, і який містить оцінку вібраційних характеристик судна виходячи з діючих норм. Зазначений документ може містити в собі відомості про конструктивні заходи, вжиті з метою зменшення вібрації, а також про перевірочні (повторні) виміри, що здійснюються для підтвердження ефективності цих заходів.

1.5.3 Вимірювані параметри вібрації.

1.5.3.1 У цьому підрозділі як основні прийняті наступні параметри вібрації: середнє квадратичне значення віброшвидкості, виміряне в треть-октавних смугах частот, а у випадку необхідності – в октавних смугах частот; середнє квадратичне

значення віброприскорення віброприскорення, а в обґрунтованих випадках – середнє квадратичне або пікове значення вібропереміщення.

1.5.3.2 Параметри вібрації повинні вимірюватися в абсолютних одиницях або у відповідних їм одиницях логарифмічного рівня – децибелах (дБ) відносно стандартних граничних значень коливальних швидкості або прискорення, що дорівнюють $5 \cdot 10^{-5}$ мм/с і $3 \cdot 10^{-4}$ м/с² відповідно.

1.5.3.3 Виміри повинні виконуватися в наступних напрямках:

при вимірюванні загальної вібрації – в кожному із трьох взаємно перпендикулярних напрямків відносно судна: вертикальному, горизонтально-поперечному і горизонтально-поздовжньому;

при вимірюванні місцевої вібрації – в напрямку, перпендикулярному площині суднових конструкцій (палуби, борту, перегородки тощо) або в напрямку найменшої жорсткості суднової балки.

1.5.3.4 Допустимі середні квадратичні значення віброшвидкості і віброприскорення корпусу і надбудов, а також суднових конструкцій зазначені в табл. 1.5.3.4 і на рис. 1.5.3.4.

Таблиця 1.5.3.4

Середні геометричні частоти треть-октавних смуг, Гц	Корпус і надбудова, жорсткі в'язі ¹						Суднові конструкції					
							балки набору ²				пластини	
	Допустимі середні квадратичних значень											
	віброшвид-кість		вібропри-скорення		віброшвид-кість		вібропри-скорення		віброшвид-кість		вібропри-скорення	
мм/с	дБ	м/с ²	дБ	мм/с	дБ	м/с ²	дБ	мм/с	дБ	м/с ²	дБ	
1,6	5,6	101	0,054	45	5,6	101	0,054	45	5,6	101	0,054	45
2	5,6	101	0,067	47	5,6	101	0,067	47	5,6	101	0,067	47
2,5	5,6	101	0,084	49	5,6	101	0,084	49	5,6	101	0,084	49
3,15	5,6	101	0,106	51	7,1	103	0,135	53	7,1	103	0,135	53
4	5,6	101	0,135	53	8,9	105	0,21	57	8,9	105	0,21	57
5	5,6	101	0,17	55	11	107	0,34	61	11	107	0,34	61
6,3	5,6	101	0,21	57	11	107	0,43	63	14	109	0,54	65
8	5,6	101	0,27	59	11	107	0,54	65	16	110	0,75	68
10	5,6	101	0,34	61	11	107	0,65	67	16	110	0,94	70
12,5	5,6	101	0,43	63	11	107	0,84	69	16	110	1,2	72
16	5,6	101	0,54	65	11	107	1,06	71	16	110	1,5	74
20	5,6	101	0,67	67	11	107	1,35	73	16	110	1,9	76
25	5,6	101	0,84	69	11	107	1,7	75	16	110	2,4	78

40	5,6	101	1,35	73	11	107	2,7	79	16	110	3,8	82
50	5,6	101	1,7	75	8,9	105	2,7	79	12,5	108	3,8	82
63	5,6	101	2,1	77	7,1	103	2,7	79	10	106	3,8	82
80	5,6	101	2,7	79	5,6	101	2,7	79	8	104	3,8	82

¹ Жорсткі в'язі корпусу і надбудови – місця перетинання палуб із міцними поперечними і поздовжніми перегородками, бортами, транцем, стінками надбудови тощо.

² У тому числі опорні балки фундаментів суднових механізмів, апаратів і обладнання.

1.5.3.5 При вимірах вібрації в октавних смугах частот допустимі рівні (значення) вимірюваного параметра, наведені в табл. 1.5.3.4 для смуг із середньо геометричними частотами 2, 4, 8, 16, 31,5 і 63 Гц, можуть бути підвищені в 1,41 рази ($\sqrt{2}$) або на 3дБ порівняно із табличними допустимими значеннями.

1.5.3.6 Допустимі значення, зазначені в табл. 1.5.3.4 і на рис. 1.5.3.4, не повинні перевищуватися на специфікаційних режимах ходу судна, а також за відсутності ходу, якщо такий режим є специфікаційним.

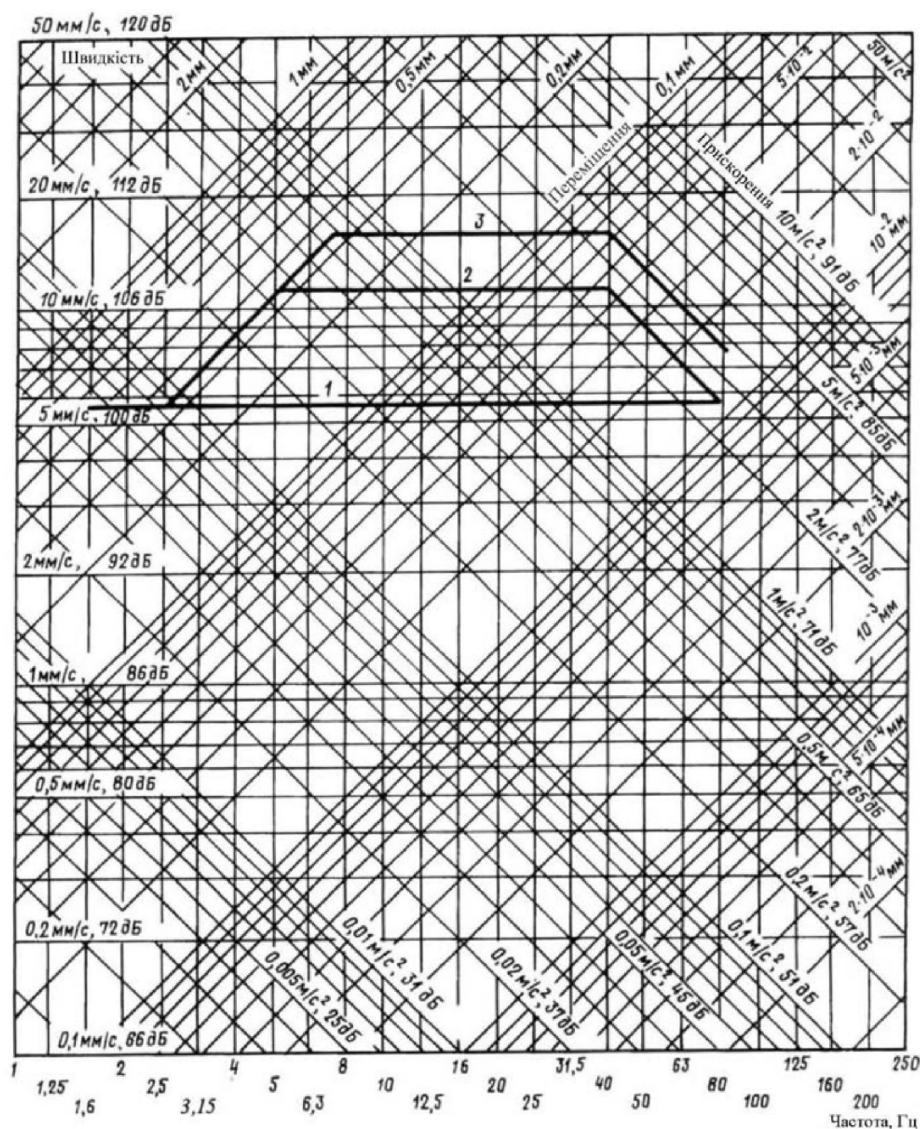


Рис.1.5.3.4. Допустимі середні квадратичні значення віброшвидкості та віброприскорення: лінія 1 – жорсткі в'язі корпусу і надбудови; лінія 2 – балки набору, у тому числі опорні балки фундаментів суднових механізмів, апаратів і обладнання; лінія 3 – пластины.

2 ПОРІВНЯННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ПОПЕРЕЧНИХ ЗГИНАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КОРПУСУ СУДНА ІЗ ЗОВНІШНІМИ ЧАСТОТАМИ

2.1 Результати розрахунків власних частот згинальних коливань корпусу судна за методом Релея-Папковича-Шиманського

За вихідними матеріалами, які були надані фірмою ASABA Design Center свого часу були отримані частоти вільних вертикальних згинальних коливань корпусу судна з врахуванням демпфування заборотної води за методом Релея-Папковича-Шиманського. Значення вказаних частот були дані в готовому вигляді. Результатами розрахунку вільних коливань КС є частоти та форми коливань. Частоти вільних коливань представлені у табл. 18.

Таблиця 18 – Результати розрахунку власних частот КС при загальній вібрації

№РС	Тон	Вертикальні згинальні коливання	
		рад/с	Гц
1	1	131,95	21,00
	2	276,19	43,96
	3	432,87	68,89
	4	590,75	94,02

2.2 Визначення частот зовнішніх збурюючих сил

Нижче описано характеристики пристроїв механізмів, які можуть викликати вібрацію КС. Судно двогвинтове, 4-лопатеві гвинти регульованого кроку, діаметром 2200мм, встановлені в напрямних насадках, з частотою обертання $n = 268$ об/хв.

У машинному відділенні судна встановлені такі механізми, які можуть спричинити вібрацію корпусу:

1. Два головні двигуни 12V4000V53, $N_e=1380$ кВт, $n = 1800$ об/хв, 4-тактні дизелі, V-подібний, 12 циліндрів, з навішеними пожежними насосами.

2. Два допоміжні дизель-генератори D9AMGHE, Ne=168 кВт, 1500 об/хв, 4-тактні дизелі, 6 циліндрів.

Частоти збурювальних сил, що викликають вібрацію конструкцій КС, є:

- 1) частота обертання гребного гвинта $\omega_1 = 268 \text{ об/хв} = 4,47 \text{ Гц}$;
- 2) лопатева частота ω_2 ;
- 3) частота обертання колінчастого валу двигуна ω_3 ;
- 4) подвоєна частота обертання колінчастого валу двигуна ω_4 ;
- 5) частота обертання колінчастого валу двигуна, помноженої на число робочих циклів у циліндрах двигуна за один оборот колінчастого валу, ω_5 .

Лопатева частота визначиться за формулою

$$\omega_2 = n_z \omega_1 = 4 \cdot 4,47 = 17,88 \text{ Гц} \quad (27)$$

Частоти обертання колінчастого вала головного двигуна ω_3^D , і допоміжного дизель-генератора ω_3^F складають

$$\left. \begin{aligned} \omega_3^D &= 1800 \text{ об/мин} = 30 \text{ Гц}, \\ \omega_3^F &= 1500 \text{ об/мин} = 25 \text{ Гц}. \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Подвоєнні частоти обертання колінчастого вала головного двигуна ω_4^D , і допоміжного дизель-генератора ω_4^F складають

$$\left. \begin{aligned} \omega_4^D &= 2 \omega_3^D = 60 \text{ Гц}, \\ \omega_4^F &= 2 \omega_3^F = 50 \text{ Гц}. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Частота обертання колінчастого валу двигуна, помножена на число робочих циклів z в циліндрах двигуна за один оберт колінчастого валу знайдеться за формулою

$$\left. \begin{aligned} z &= k \cdot i, \\ \omega_5 &= z \cdot \omega_3. \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

де $k = 0,5$ – для 4-х тактного двигуна, i – число циліндрів.

Для головного двигуна ($i = 12$) частота $\omega_5 = \omega_5^D$ буде рівна

$$\left. \begin{aligned} z &= 0,5 \cdot 12 = 6, \\ \omega_5^D &= 6 \cdot 30 = 180. \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

Для допоміжного дизель-генератора ($i = 6$) частота $\omega_5 = \omega_5^F$ буде рівна

$$\left. \begin{aligned} z &= 0,5 \cdot 6 = 3, \\ \omega_5^{\Gamma} &= 3 \cdot 25 = 75. \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

В табл. 19 виписані все частоти збурюючих сил, обчислені за (27)÷(32).

Таблиця 19 – Збурюючі частоти

№	Назва збурюючої частоти	Позначення	Значення, Гц
1	Частота обертання гребного гвинта	ω_1	4,47
2	Лопастна частота	ω_2	17,88
3	Частота обертання колінчатого вала головного двигуна	ω_3^D	30
4	Частота обертання колінчатого вала допоміжного дизель-генератора	ω_3^{Γ}	25
5	Подвоєна частота обертання колінчатого вала головного двигуна	ω_4^D	60
6	Подвоєна частота обертання колінчатого вала допоміжного дизель-генератора	ω_4^{Γ}	50
7	Частота займання палива в циліндрах головного двигуна	ω_5^D	180
8	Частота займання палива в циліндрах допоміжного дизель-генератора	ω_5^{Γ}	75

Примітка. В табл. 19 індекс «D» означає головний двигун, а індекс «Г» – допоміжний дизель-генератор.

У табл. 20 представлено порівняння власних частот вертикальної вібрації КС з частотами зовнішніх збурюючих сил.

Таблиця 20 – Порівняння власних частот КС із частотами зовнішніх збудовальних сил для вертикальної вібрації

Вид вібрації КС	Номер РС	Номер тону	Власна частота КС λ , Гц	Найближча частота збудовуючих сил ω , Гц	Відношення частот λ/ω
Вертикальна	1	1	21	17,88	1,17
		2	43,96	50	0,88
		3	68,89	75	0,92
		4	94,02	75	1,25

Для горизонтальної загальної вібрації порівняння не проводилися, тому що згідно з літературними джерелами [1], та ін. роздільне існування горизонтальних і крутильних коливань практично неможливе, тому що судно несиметричне щодо горизонтальної осі. Так, для існування чистих горизонтальних коливань суднового корпусу необхідно, щоб рівнодіюча горизонтальних складових зовнішніх сил, сил внутрішнього та зовнішнього опорів та сил інерції в кожному поперечному перерізі по довжині суднового корпусу проходила через центр згину перерізу [1]. Так що частина енергії, яка витрачається на горизонтальні коливання йде на крутильні коливання, і ці горизонтально-крутильні коливання відбуваються спільно. Це означає, що дійсна частота горизонтально-крутильних коливань завжди менше ніж розраховані чисто горизонтальні коливання, і не потраплятиме в резонансну зону з головним двигуном, як дає це розрахунок.

Висновки. Як бачимо власні частоти згинальних коливань КС при вертикальній вібрації не збігаються з вимушеними частотами збудовуючих сил. Проте для всіх тонів можливе попадання в резонансну зону, тому що теоретичний розрахунок не є точним і необхідно приймати до уваги, що реальні частоти загальної вібрації можуть бути вищими і/або нижчими.

3 РОЗРАХУНОК ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ПЛАСТИН СУДОВОГО НАБОРУ

Розрахунок місцевої вібрації проводився для балок і пластин машинного відділення. При цьому балки і пластини розглядалися як у надводній, так і в підводній частинах корпусу судна. Розрахунок балок проводився з урахуванням приєднаного пояска.

Згідно з п.1.5.6.7 «Правил класифікації та побудови морських суден» частоти збурюючих сил дорівнюють:

.1 для конструкцій, на які безпосередньо діють пульсуючі тиски від гребних гвинтів (див. п.1.5.6.4.1), – подвоєній лопатній частоті $2\omega_2 = 35,76$ Гц.

.2 для конструкцій машинного відділення середнього або зміщеного до корми машинного відділення збурюючі сили відповідають першому і другому порядкам зміни неврівноважених зусиль головних і допоміжних механізмів, більшій з ω_3 , ω_4 (табл. 18).

.3 для конструкцій, розташованих у місцях установки неврівноважених механізмів – першому і другому порядкам частот неврівноважених зусиль цих механізмів, більшій з ω_3 , ω_4 (табл. 18).

При розрахунку вільних коливань суднових пластин, пластини вважалися жорсткими тонкими пластинами малого прогину, для яких до уваги бралися тільки згинальні складові напружено-деформованого стану. У даній роботі розглянуто коливання тільки шарнірно опертої пластини, тому що для такого виду пластин отримано точні аналітичні рішення для власних частот. Врахування інших видів затискань країв пластин підвищує частоту власних коливань, і не для всіх них є аналітичні рішення. З огляду на те, що всі пластини реально пружно затиснуті по краях, то їх реальні власні **частоти** будуть **вищими** за розраховані в припущенні шарнірного опори всіх країв. Отже, в даному розрахунку отримано оцінку знизу за власними частотами для пластин.

Частоти вільних коливань для пластини в повітрі (без урахування опору), вільно опертої по контуру на шарнірні опори, можна знайти за формулою [8]

$$\lambda_{mn} = \pi^2 \sqrt{\frac{D}{\rho t} \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right)}, \quad D = \frac{E t^3}{12(1-\mu^2)} \quad (33)$$

де a, b – розміри сторін пластин $a < b$, м;

m, n – цілі числа від 1 до $+\infty$ кожне ($n = 1, m = 1$ отримаємо частоту 1-го тону вільних коливань);

$E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па – модуль Юнга для сталі;

$\rho = 7800$ кг/м³ – щільність матеріалу пластини (сталі);

D – згинальна жорсткість пластини;

$\mu = 0,25$ – коефіцієнт Пуассона для сталі;

t – товщина пластини.

Якщо пластина стикається з рідиною, то частота її вільних коливань істотно змінюється, оскільки рідина має приєднану масу. Вплив приєднаних мас рідини на частоти вільних коливань пластин може бути враховано наступними формулами [5], справедливими для пластин, що стикаються з рідиною, питома вага якої близька до одиниці

$$\lambda^* = \frac{\lambda}{\sqrt{1 + \mu \frac{a}{\gamma t}}}, \quad (34)$$

$$\lambda^{**} = \frac{\lambda}{\sqrt{1 + 2\mu \frac{a}{\gamma t}}}, \quad (35)$$

де λ – частота вільних коливань пластини без урахування впливу рідини, рад/с;

λ^* – частота вільних коливань пластини в разі, коли рідина стикається лише з одного боку, рад/с;

λ^{**} – частота вільних коливань пластини в разі, коли рідина стикається з обома сторонами пластини, рад/с;

μ – безрозмірний коефіцієнт, що визначається за кривими [5, рис. 9.10] залежно від відношення сторін пластини a/b , $a < b$, (верхня крива використовується при розрахунку вільно опертої пластини);

$\gamma = 7,8$ – відносна щільність матеріалу пластини (для сталі).

Нижче в табл. 21 наведено розрахунки власних частот пластин і порівняння цих частот з частотами збуджуючих сил.

Таблиця 21 – Значення власних частот пластин шарнірно опертих на всі кромки

№	Місцезнаходження	Розміри пластини $t \times a \times b$, мм	Врахування опору	Власні частоти пластини λ , Гц	Вимушена частота для порівняння ω , Гц	Відношення частот λ/ω
<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>V</i>	<i>VI</i>	<i>VII</i>
пластини в районі транця, збуджуюча сила = подвійна лопатева частота $2\omega_2 = 35,76$ Гц						
1	Пластина борту 7 шп.	20×550×1973	вода з одного боку	133,50	$2\omega_2 = 35,76$	3,7
2	Стрингер 4050 від ДП 7 шп.	12×550×550	немає	192,79	$2\omega_2 = 35,76$	5,4
3	Пластина ВП (7шп.)	8×550×1000	немає	83,70	$2\omega_2 = 35,76$	2,3
4	Флор (7 шп)	8×612×1000	немає	71,68	$2\omega_2 = 35,76$	2,0
пластини в районі МО і в місцях установки двигунів, збуджуюча сила = $\omega_3^D = 30$ Гц						
5	Пластина фундаменту ГД	16,5×550×2100	немає	141,64	$\omega_3^D = 30$	4,7
6	Пластина стрингера 2950..2975..2845 від (район установки ГД)	16×550×370	немає	412,53	$\omega_3^D = 30$	13,8

№	Місцезнаходження	Розміри пластини $t \times a \times b$, мм	Врахування опору	Власні частоти пластини λ , Гц	Вимушена частота для порівняння ω , Гц	Відношення частот λ/ω
<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>V</i>	<i>VI</i>	<i>VII</i>
7	Пластина стрингера 2950..2975..2845 від (район установки ГД)	8×550×380	немає	198,89	$\omega_3^D = 30$	6,6
8	Днишна пластина 23 шп.	10×550×1600	вода з одного боку	55,92	$\omega_3^D = 30$	1,9
9	Днишна пластина 23 шп.	10×550×1600	вода з двох сторін (цистерна нафтових вод)	44,04	$\omega_3^D = 30$	1,5
10	Пластина борту 23 шп.	12×550×1970	вода з одного боку	71,06	$\omega_3^D = 30$	2,4
11	Пластина палуби 23 шп.	8×550×1140	немає	79,2	$\omega_3^D = 30$	2,6
12	Пластина шпангоута 23 шп.	10×280×1990	немає	316,09	$\omega_3^D = 30$	10,5
13	Стінка РЖ ВП 23 шп.	12×500×550	немає	213,04	$\omega_3^D = 30$	7,1
14	Флор (23 шп.)	8×450×2100	немає	100,41	$\omega_3^D = 30$	3,3
15	Флор (23 шп.)	8×450×2100	вода з двох сторін	55,04	$\omega_3^D = 30$	1,8
16	Бортовий стрингер	10×500×550	немає	177,53	$\omega_3^D = 30$	5,9

№	Місцезнаходження	Розміри пластини $t \times a \times b$, мм	Врахування опору	Власні частоти пластини λ , Гц	Вимушена частота для порівняння ω , Гц	Відношення частот λ/ω
<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>V</i>	<i>VI</i>	<i>VII</i>
	(23 шп)					
17	Стінка цистерни (20-21шп)	10×550×1990	немає	86,47	$\omega_3^D = 30$	2,9
18	Стінка цистерни (20-21шп)	10×550×1990	рідина (паливо) з двох сторін*	44,88>	$\omega_3^D = 30$	1,5>
19	Верхній лист цистерни (14-20 шп)	6×550×2100	немає	51,50	$\omega_3^D = 30$	1,7

***Примітка.** При розрахунку пластини п.18 табл. 21 була взята найбільша і найтонша пластина з цистерн в районі МО, яка може омиватися з двох сторін паливом. Але для розрахунку була взята щільність води (тому що паливо може бути різним, але за щільністю не перевершує щільність води), тому реальна власна частота коливань цієї пластини при омиванні її з двох сторін буде більшою, а отже і запас по вібрації більшим, що і зазначено в табл. 21.

Висновок. Як видно з табл. 21 власна частота всіх пластин КС в районі гребного гвинта і машинного відділення відповідає п.1.5.6.6 Правил для пластин, згідно з яким власні частоти пластин повинні перевищувати частоти збуджуючих сил мінімум в 1,5 рази. **Умови Правил Регістру п.1.5.6.6 для пластин виконані.**

4 РОЗРАХУНОК ВЛАСНИХ ЧАСТОТ РЕБЕР ЖОРСТКОСТІ СУДОВОГО НАБОРУ БЕЗ УРАХУВАННЯ ОПОРИ ВОДИ

При розрахунку вільних коливань ребер (РЖ) жорсткості КС, РЖ вважалися призматичними балками, для яких до уваги бралися тільки згинальні складові напружено-деформованого стану. У даній роботі розглянуті коливання тільки шарнірно опертих РЖ. Врахування інших видів затискань торців РЖ підвищує частоту власних коливань. З огляду на те, що всі РЖ реально пружно затиснуті по торцях (через наявність кніц), то їх реальні власні **частоти** будуть **вищими** за розраховані в припущенні шарнірного опори всіх країв. Отже, в даному розрахунку отримано оцінку знизу за власними частотами для РЖ.

Частота 1-го тону вільних коливань балки шарнірно затиснутої по торцях визначається за формулою [5][8][9]

$$\lambda = \frac{\pi^2}{a^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}, \quad (36)$$

де a – довжина РЖ, м;

I – головний центральний момент інерції з приєднаним пояском, м^4 ;

m – погонна маса балки, кг/м , яка обчислюється за формулою

$$m = \rho F, \quad (37)$$

$\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – щільність матеріалу балки (сталь);

F – площа поперечного перерізу з урахуванням приєднаного пояса, м^2 .

Нижче представлені геометричні характеристики поперечних перерізів ребер набору, які задіяні в розрахунках.

Нижче в таблицях представлено розрахунок геометричних характеристик поперечних перерізів РЖ, які розраховувалися в місцевій вібрації. На рис. 11 представлено схеми поперечних перерізів.

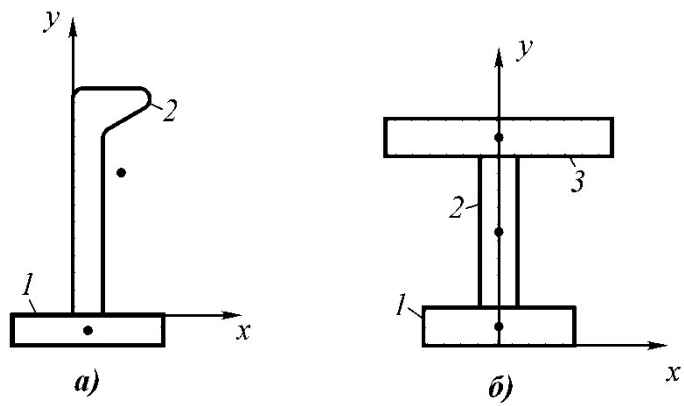


Рисунок 11 – Типи поперечних перерізів РЖ

Таблиця Б.1 – Розрахунок геометричних характеристик для РЖ №1 табл. 22

№ ел. за рис. 11, <i>a</i>	Площа <i>F</i> , м ²	Ордината ЦМ, <i>y</i> , м	Статичний момент $S_x = yF$, м ³	Перен. мом. ін. $I_x^{tr} = y^2F$, м ⁴	Власний момент ін. i_x , м ⁴
1	0,0035	-0,005	-1,8E-05	8,75E-08	2,9167E-08
2	0,001113	0,0755	8,4E-05	6,34E-06	1,5736E-06
Σ	Σ ₁		Σ ₂	Σ ₃	
	0,004613		6,65E-05	8,03E-06	
Площа <i>F</i> , м ²	Ордината ЦМ , <i>y_C</i> , м	Центральний момент інерції I_x^{cen} , м ⁴			
0,004613	0,01442261	7,0751			

Таблиця Б.2 – Розрахунок геометричних характеристик для РЖ №2 табл. 22

№ ел. за рис. 11, а	Площа F , м^2	Ордината ЦМ , y , м	Статичний момент $S_x = yF$, м^3	Перен. мом. ін. $I_x^{tr} = y^2F$, м^4	Влас. мом. ін. i_x , м^4
1	0,0021	-0,003	-6,3E-06	1,89E-08	6,3E-09
2	0,001113	0,0755	8,4E-05	6,34E-06	1,57E-06
Σ	Σ_1		Σ_2	Σ_3	
	0,003213		7,77E-05	7,94E-06	

Площа $F, \text{ м}^2$	Ордината ЦМ , y_C , м	Центральний момент інерції I_x^{cen} , м^4
0,003213	0,02419281	6,0626

Таблиця Б.3 – Розрахунок геометричних характеристик для РЖ №3 табл. 22

№ ел. за рис. 11, <i>a</i>	Площа F , м ²	Ордината ЦМ , y , м	Статичний момент $S_x = yF$, м ³	Перен. мом. ін. $I_x^{tr} = y^2 F$, м ⁴	Влас. мом. ін. i_x , м ⁴
1	0,00144	-0,004	-5,8E-06	2,3E-08	7,68E-09
2	0,001113	0,0755	8,4E-05	6,34E-06	1,57E-06
Σ	Σ ₁		Σ ₂	Σ ₃	
	0,002553		7,83E-05	7,95E-06	
Площа F , м ²	Ордината ЦМ , y_C , м	Центральний момент інерції I_x^{cen} , м ⁴			
0,002553	0,03065864	5,549E-06			

Таблиця Б.4 – Розрахунок геометричних характеристик для шпангоута табл.23

№ ел. за рис. 11, б	Площа $F, \text{ м}^2$	Ордината ЦМ , y , м	Статичний момент $S_x = yF$, м^3	Перен. мом. ін. $I_x^{tr} = y^2 F$, м^4	Влас. мом. ін. i_x , м^4
1	0,00144	0,006	8,64E-06	5,18E-08	1,73E-08
2	0,0028	0,152	0,000426	6,47E-05	1,83E-05
3	0,0042	0,29	0,001252	0,000373	5,04E-08
Σ	Σ_1		Σ_2	Σ_3	
	0,00844		0,001686	0,000456	
Площа $F, \text{ м}^2$	Ордината ЦМ , y_C , м	Центральний момент інерції I_x^{cen} , м^4			
0,0084	0,199744	0,000119			
Площа РЖ без приєднання пояса $F_{рж}$, м^2			0,00424		

Таблиця Б.5 – Розрахунок геометричних характеристик для флора табл.24

№ ел. за рис. 11, б	Площа $F, \text{м}^2$	Ордината ЦМ , $y, \text{м}$	Статич. момент $S_x = yF$, м^3	Перен. мом. ін. $I_x'' = y^2 F$, м^4	Влас. мом. ін. i_x , м^4
1	0,00144	0,006	8,64E-06	5,18E-08	1,73E-08
2	0,0036	0,237	0,000853	0,000202	6,08E-05
3	0,0035	0,467	0,001635	0,000763	2,92E-08
Σ	Σ_1		Σ_2	Σ_3	
	0,00854		0,002496	0,001026	
Площа $F, \text{м}^2$	Ордината ЦМ , y_C , м	Центральний момент інерції I_x^{cen} , м^4			
0,00854	0,292311	0,000297			
Площа РЖ без приєднання пояска $F_{\text{рж}}$, м^2			0,00504		

Таблиця 22 – Значення власних частот балок набору шарнірно опертих по торцях без урахування опору рідини

№	Місцезнаходження, профіль РЖ, товщина і ширина приєданого пояса, мм	Довжина РЖ, $a, \text{м}$	Момент інерції $I, \text{м}^4$	Розподілена маса балки, кг/м	Власні частоти балки $\lambda, \text{Гц}$	Вимушена частота для порівняння $\omega, \text{Гц}$	Відношення частот λ/ω
<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>V</i>	<i>VI</i>	<i>VII</i>	<i>VIII</i>
балки в районі транця, збурююча сила = подвійна лопатева частота $2\omega_2 = 35,76 \text{ Гц}$							
1	Балка ВП (7шп) $\Gamma 12 \times 10 \times 350$	2	7,07509E-06	35,9	72,3	$2\omega_2 = 35,76 \text{ Гц}$	2
пластини в районі МО і в місцях установки двигунів, збурююча сила $= \omega_3^D = 30 \text{ Гц}$							
2	Балка цистерни FO-3 (14-20шп)	2	6,06263E-06	25,0	80,2	$\omega_3^D = 30$	2

№	Місцезнаходження, профіль РЖ, товщина і ширина приєднаного пояска, мм	Довжина РЖ, а, м	Момент інерції I , м ⁴	Розподілена маса балки, кг/м	Власні частоти балки λ , Гц	Вимушена частота для порівняння ω , Гц	Відношення частот λ/ω
<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>V</i>	<i>VI</i>	<i>VII</i>	<i>VIII</i>
	г12×6×350						
3	Балка ВП (23шп) г12×8×350	1,1	5,54900E-06	19,91	314,04	$\omega_3^D = 30$	10

Примітка. У таблиці 22 літерою г у стовпці *II* позначено полособульб несиметричний ГОСТ 21937 – 76.

Висновок. Порівнюючи дані відношення власних частот до частот збурюючих зусиль табл. 22 бачимо, що відношення власних частот РЖ до частот збурюючих зусиль більше 1,3, що відповідає п. 1.5.6.6 Правил для РЖ.

5 РОЗРАХУНОК ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ПЛАСТИН І РЕБЕР ЖОРСТКОСТІ ПРИ ЇХ СПІЛЬНІЙ ВЗАЄМОДІЇ ПРИ ГІДРОУПРУЖНИХ КОЛИВАННЯХ

Як показують дослідження [1], [2], [5], [7], роздільний розгляд коливань елементів конструкцій в їх ізольованому вигляді при розрахунку місцевої вібрації хоч і допустимий, але призводить до деяких неточностей у визначенні власних частот, особливо якщо розглядаються гідропружні коливання. Якщо для пластин, що стикаються з рідиною, їх ізольований розгляд при визначенні власних частот ще якийсь допустимий, то ребра жорсткості, які підтримують настил, який у свою чергу стикається з рідиною, потрібно розраховувати спільно з пластинами. Це обумовлено складними рухами рідини біля настилу. У найпростішому випадку спільну взаємодію пластин і ребер жорсткості при розрахунку гідропружних коливань можна виконати на моделі панелі (нерозрізної пластини, підкріпленої ребрами жорсткості) або поля пластин, як її ще називають [7], представленої на рис. 10.

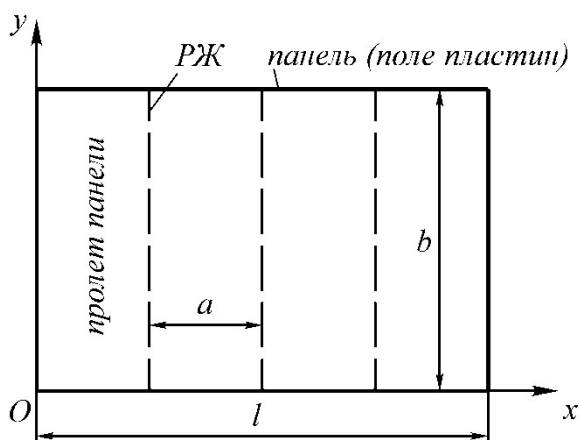


Рисунок 10 – Панель (поле пластин або найпростіше перекриття)

Нижче представлена найпростіша методика оцінки частот при спільній взаємодії пластин і ребер жорсткості при гідропружних коливаннях [7, с.251] для панелі, представленої на рис. 10.

Власні частоти пластини і ребер жорсткості при їх взаємодії визначаються виразом

$$\lambda_{1,2}^2 = \frac{A_1 + A_3 \pm \sqrt{(A_1 + A_3)^2 - 4 A_1 A_3 (1 - A_0 A_2)}}{2(1 - A_0 A_2)}, \text{ рад/с}, \quad (38)$$

де A_0, A_1, A_2, A_3 – коефіцієнти, які визначаються за наведеними нижче виразами залежно від умов закріплень на опорному контурі пластин і ребер, що їх підкріплюють.

1. Пластина жорстко закріплена на ребрах, ребра і короткі сторони пластини вільно спираються

$$\left. \begin{aligned} A_0 &= \frac{4}{3v_{пл}} \left[1 + \sqrt{\frac{3}{2} \frac{m_{пл}}{m_{пл}}} (v_{пл} - 1)(v_{пл} - 1) \right], & A_1 &= \frac{16D\pi^4}{3a^4 m_{пл} v_{пл}} \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{a}{b} \right)^2 + \frac{3}{16} \left(\frac{a}{b} \right)^4 \right], \\ A_2 &= \frac{m_{пл}}{2m_{пл} v_{пл}} \left[1 + \sqrt{\frac{3}{2} \frac{m_{пл}}{m_{пл}}} (v_{пл} - 1)(v_{пл} - 1) \right], & A_4 &= \left(\frac{\pi}{b} \right)^4 \frac{EI}{m_{пл} v_{пл} a} \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

2. Пластина жорстко закріплена по контуру, ребра жорстко закріплені по кінцях

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{16D\pi^4}{3a^4 m_{пл} v_{пл}} \left[1 + \frac{2}{3} \left(\frac{a}{b} \right)^2 + \left(\frac{a}{b} \right)^4 \right], & A_3 &= \frac{16}{3} \left(\frac{\pi}{b} \right)^4 \frac{EI}{m_{пл} v_{пл} a}, \\ A_0, A_2 &\text{ по (39).} \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

де для (39), (40) введені наступні позначення:

$m_{пл}$ – маса одиниці площі пластини, кг/м² ;

$m_{пл}$ – приведена маса одиниці площі пластини з урахуванням розподіленої по поверхні пластини маси ребер жорсткості, яка обчислюється як маса поля плюс маса ребер жорсткості (без урахування приєднаних пасок) поділена на площу поля, кг/м² ;

D – згинальна жорсткість пластини (33), Н·м;

I – момент інерції РЖ з урахуванням приєданого пояса, м⁴ ;

$v_{пл}, v_{пл}$ – коефіцієнти, що враховують вплив приєднаних мас, обумовлених коливаннями відповідно пластини і поля, і визначаються за виразами

$$\left. \begin{aligned} v_{пл} &= 1 + \mu(a/b) \frac{a}{m_{пл}} (\rho + \rho_1), & a &= \frac{l}{n}, \\ v_{пл} &= 1 + \mu(b/l) \frac{b}{m_{пл}} (\rho + \rho_1) \end{aligned} \right\} \quad (41)$$

Коефіцієнти $\mu(a/b), \mu(b/l)$ – знаходяться за графіками на рис. 7.2 – 7.6 [7] залежно від форми коливань (умов закріплення) пластин і ребер жорсткості.

ρ, ρ_1 – щільності рідин, що омивають поле пластин з одного і з іншого боку; якщо поле пластин омивається з одного боку, то $\rho_1 = 0$.

Парціальні частоти ребра λ_p і пластини $\lambda_{пл}$ обчислюються за формулами

$$\lambda_p = \sqrt{A_3}, \quad \lambda_{пл} = \sqrt{A_1}, \quad (42)$$

У табл. 23 представлений розрахунок власних частот панелі бортового перекриття. Ребро жорсткості шпангоут має такі характеристики: приєднаний поясок 12×350мм, стінка 10×280мм, 12×120мм. Панель омивається з одного боку.

Таблиця 23 – Обчислення власних частот бортового перекриття при спільній роботі РЖ (шпангоутів) і обшивки борту в районі машинного відділення з мінімальною товщиною обшивки

№ п/п	Найменування величини	Формула	Значення для формул	
			(39)	(40)
1	Модуль Юнга пластини і ребер, Па	E	2,10E+11	
2	Щільність матеріалу пластин і РЖ, кг/м ³	ρ_m	780	
3	Коефіцієнт Пуассона матеріалу РЖ і пластин	μ_m	0,25	
4	Довжина перекриття, м	l	2,2	
5	Ширина перекриття, м	b	1,99	
6	Кількість ребер жорсткості	$n_{рж}$	3	
7	Кількість прольотів поля перекриття	$n = n_{рж} + 1$	4	
8	Довжина окремого прольоту нерозрізної пластини, м	$a = l/n$	0,55	
9	Головний центральний	I	1,37E-04	

№ п/п	Найменування величини	Формула	Значення для формул	
			(39)	(40)
	момент інерції РЖ з урахуванням приєднаного пояска, м ⁴			
10	Площа поперечного перерізу РЖ без урахування приєднаного пояска, м ²	$F_{рж}$	4,24E-03	
11	Ширина приєднаного пояска РЖ, м	$a_{рж}$	0,55	
12	Товщина пластини, м	t	0,012	
13	Вигинна жорсткість пластини	$D = \frac{Et^3}{12(1 - \mu_m^2)}$	32256,00	
14	Щільність рідини, що омиває поле пластин з одного боку, кг/м ³	ρ	1025,00	
15	Щільність рідини, що омиває поле пластин з іншого боку, кг/м ³	ρ_1	0,00	
16	Маса одиниці площі пластини, кг/м ²	$m_{пл} = \rho_m t$	93,6	
17	Наведена маса одиниці площі пластини з урахуванням РЖ, кг/м ²	$m_{п} = \frac{\rho_m (F_{рж} n_{рж} b + lbt)}{lb}$	138,70	
18	Співвідношення a/b	$r_{ab} = a / b$	0,28	
19	Співвідношення b/l	$r_{bl} = b / l$	0,90	
20	Гідродинамічний коефіцієнт, що	$\mu(a/b)$	1,14	1

№ п/п	Найменування величини	Формула		Значення для формул	
				(39)	(40)
	визначається за рис. 7.2 – 7.6 [7]				
21	Гідродинамічний коефіцієнт, що визначається за рис. 7.2 – 7.6 [7]	$\mu(b/l)$		0,3	0,4
22	Коефіцієнт, що враховує вплив приєднаних мас для окремої пластини	$v_{пл} = 1 + \mu(a/b) \frac{a}{m_{пл}} (\rho + \rho_1)$		7,87	8,2
23	Коефіцієнт, що враховує вплив приєднаних мас для поля пластин	$v_{п} = 1 + \mu(b/l) \frac{b}{m_{п}} (\rho + \rho_1)$		6,0	6,88
24	A_0	Коефіцієнт формули (38)		1,6502	1,7375
25	A_1	Коефіцієнт формули (38)		2,6284E+05	2,4714E+05
2	A_2	Коефіцієнт формули (38)		0,547488	0,5256186
27	A_3	Коефіцієнт формули (38)		1,8139E+06	2,9650E+05
28	1-а (найнижча) частота спільних коливань поля пластин з РЖ	λ_1 за (38)	рад/с	481,75	371,24
			Гц	76,67	59,09
29	Парціальна частота пластини	$\lambda_{пл}$ за (42)	рад/с	1346,81	544,52
			Гц	214,35	86,66
30	Парціальна частота ребра жорсткості	$\lambda_{рж}$ за (42)	рад/с	512,68	497,13
			Гц	81,60	79,12

У табл. 24 наведено розрахунок власних частот панелі бортового перекриття. Ребро жорсткості флор має такі характеристики: приєднаний поясok 10×350мм, стінка 8×450мм, 12×120мм. Панель омивається з двох боків.

Таблиця 24 – Обчислення власних частот днищевого перекриття при спільній роботі флорів як РЖ і обшивки днища в районі машинного відділення з мінімальною товщиною обшивки (вода з двох сторін, оскільки цистерна нафтових вод)

№	Найменування величини	Формула	Значення для формул	
			(39)	(40)
1	Модуль Юнга пластини і ребер, Па	E	2,10E+11	
2	Щільність матеріалу пластин і РЖ, кг/м ³	ρ_m	780	
3	Коефіцієнт Пуассона матеріалу РЖ і пластин	μ_m	0,25	
4	Довжина перекриття, м	l	2,2	
5	Ширина перекриття, м	b	2,1	
6	Кількість ребер жорсткості	$n_{рж}$	3	
7	Кількість прольотів поля перекриття	$n = n_{рж} + 1$	4	
8	Довжина окремого прольоту нерозрізної пластини, м	$a = l/n$	0,55	
9	Головний центральний момент інерції РЖ з урахуванням приєднаного пояска, м ⁴	I	2,97E-04	
10	Площа поперечного перерізу РЖ без урахування приєднаного пояска, м ²	$F_{рж}$	5,04E-03	
11	Ширина приєднаного	$a_{рж}$	0,35	

№	Найменування величини	Формула	Значення для формул	
			(39)	(40)
	пояска РЖ, м			
12	Товщина пластини, м	t	0,012	
13	Вигинна жорсткість пластини	$D = \frac{Et^3}{12(1-\mu_m^2)}$	32256,00	
14	Щільність рідини, що омиває поле пластин з одного боку, кг/м ³	ρ	1025,00	
15	Щільність рідини, що омиває поле пластин з іншого боку, кг/м ³	ρ_1	1025,00	
16	Маса одиниці площі пластини, кг/м ²	$m_{пл} = \rho_m t$	93,6	
17	Наведена маса одиниці площі пластини з урахуванням РЖ, кг/м ²	$m_n = \frac{\rho_m (F_{рж} n_{рж} b + lbt)}{lb}$	147,21	
18	Співвідношення a/b	$r_{ab} = a / b$	0,26	
19	Співвідношення b/l	$r_{bl} = b / l$	0,95	
20	Гідродинамічний коефіцієнт, що визначається за рис. 7.2 – 7.6 [7]	$\mu(a/b)$	1,14	1,2
21	Гідродинамічний коефіцієнт, що визначається за рис. 7.2 – 7.6 [7]	$\mu(b/l)$	0,3	0,4
22	Коефіцієнт, що враховує вплив приєднаних мас для	$v_{пл} = 1 + \mu(a/b) \frac{a}{m_{пл}} (\rho + \rho_1)$	14,7	15,46

№	Найменування величини	Формула		Значення для формул	
				(39)	(40)
	окремої пластини				
23	Коефіцієнт, що враховує вплив приєднаних мас для поля пластин	$v_n = 1 + \mu(b/l)\frac{b}{m_n}(\rho + \rho_1)$		10,94	12,70
24	A_0	Коефіцієнт формули (38)		1,7148	1,8093
25	A_1	Коефіцієнт формули (38)		1,3950E+05	1,3105E+05
26	A_2	Коефіцієнт формули (38)		0,5504649	0,5250991
27	A_3	Коефіцієнт формули (38)		1,8783E+06	3,0351E+05
28	1-а (найнижча) частота спільних коливань поля пластин з РЖ	$\lambda_{1\text{за}}$ (38)	рад/с	361,01	304,16
			Гц	57,46	48,41
29	Парціальна частота пластини	$\lambda_{\text{плза}}$ (42)	рад/с	1370,51	550,92
			Гц	218,12	87,68
30	Парціальна частота ребра жорсткості	$\lambda_{\text{ржза}}$ (42)	рад/с	373,50	362,00
			Гц	59,44	57,61

Для порівняння власних частот полів пластин, що коливаються разом з РЖ, а також окремо частот РЖ і пластин з табл. 23, 24 були обрані мінімальні частоти для порівняння з частотами збурюючих сил. Що стосується шпангоутів корми в районі 7шп., то їх параметри такі самі, як для бортового перекриття табл.23, але тільки обшивка товща, що означає, що власні частоти такої панелі в кормі вищі, і навіть якщо прийняти частоти бортової панелі, представлені в табл. 23, 25 і віднести їх до подвійної лопатевої частоти $2\omega_2 = 35,76$ Гц (частоті збурюючого зусилля), то відношення частот λ/ω для λ_1 , $\lambda_{\text{рж}}$, $\lambda_{\text{пл}}$ будуть відповідно 1,7; 2,4; 2,2, що і зазначено в табл.25.

Таблиця 25 – Порівняння власних частот з частотами збурюючих сил для полів пластин, що коливаються разом з РЖ

№	Місцезнаходження панелі	Власні частоти λ , Гц згідно з п. 28 – 30 табл. 23–24		Частота збурюючого зусилля ω , Гц		Відношення частот λ/ω
		Позначення	Значення	Позначення	Значення	
1	Бортова панель МО (табл.23)	$\lambda_{1\text{за}}$ (38)	59,09	ω_3^D	30	2
		$\lambda_{\text{ржза}}$ (42)	86,66	ω_3^D	30	2,9
		$\lambda_{\text{плза}}$ (42)	79,12	ω_3^D	30	2,6
2	Днищева панель (табл.24)	$\lambda_{1\text{за}}$ (38)	48,41	ω_3^D	30	1,6
		$\lambda_{\text{ржза}}$ (42)	87,68	ω_3^D	30	2,9
		$\lambda_{\text{плза}}$ (42)	57,61	ω_3^D	30	1,9
3	Бортова панель 7шп.	$\lambda_{1\text{за}}$ (38)	59,09	$2\omega_2$	35,76	1,7
		$\lambda_{\text{ржза}}$ (42)	86,66	$2\omega_2$	35,76	2,4
		$\lambda_{\text{плза}}$ (42)	79,12	$2\omega_2$	35,76	2,2

Висновок. Порівнюючи дані відношення власних частот до частот збурюючих зусиль табл. 25 бачимо, що:

відношення власних частот ребер жорсткості до частот збурюючих зусиль більше 1,3, що відповідає п. 1.5.6.6 Правил для пластин;

відношення власних частот пластин до частот збурюючих зусиль більше 1,5, що відповідає п. 1.5.6.6 Правил для пластин;

відношення власних частот панелей до частот збурюючих зусиль більше 1,5, хоча норми для панелей в Правилах не регламентовані.

Умови Правил Реєстру п.1.5.6.6 для пластин і ребер жорсткості виконані.

6 ПОРІВНЯННЯ ЧАСТОТ ЗАГАЛЬНОЇ ТА МІСЦЕВОЇ ВІБРАЦІЇ

В даному розділі буде проведено порівняння власних частот згинальних коливань КС у вертикальній площині з власними частотами, розрахованими для місцевих конструкцій в розділах 3–5. Тобто в цьому розділі проведено порівняння власних частот загальної і місцевої вібрації з метою виявлення накладання частот загальної і місцевої вібрації, щоб мати змогу зробити висновок, чи спричинить загальна вібрація, викликана, наприклад, хвильовими чи ударними навантаженнями резонанс місцевих конструкцій. Для цього з усіх підсумкових таблиць попередніх розмірів випишемо частоти вільних коливань і порівняємо їх з частотами вільних коливань загальної вібрації, які наведені в табл. 18.

Таблиця 6.1 – Порівняння частот загальної та місцевої вібрації

№	Назва місцевої конструкції	Власна частота λ , Гц	Власні частоти загальної вібрації				Відношення частот місцевої до загальної			
			1-й тон	2-й тон	3-й тон	4-й тон	для 1-го тону	для 2-го тону	для 3-го тону	для 4-го тону
I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
1	Пластина борту 7 шп.	133,50	21	43,96	68,89	94,02	6,36	3,04	1,94	1,42
2	Стрингер 4050 від ДП 7 шп.	192,79	21	43,96	68,89	94,02	9,18	4,39	2,80	2,05
3	Пластина ВП (7шп.)	83,70	21	43,96	68,89	94,02	3,99	1,90	1,21	0,89
4	Флор (7 шп)	71,68	21	43,96	68,89	94,02	3,41	1,63	1,04	0,76
5	Пластина фундаменту ГД	141,64	21	43,96	68,89	94,02	6,74	3,22	2,06	1,51
6	Пластина стрингера 2950..2975..2845 від (район установки ГД)	412,53	21	43,96	68,89	94,02	19,64	9,38	5,99	4,39
7	Пластина стрингера	198,89	21	43,96	68,89	94,02	9,47	4,52	2,89	2,12

№	Назва місцевої конструкції	Власна частота λ , Гц	Власні частоти загальної вібрації				Відношення частот місцевої до загальної			
			1-й тон	2-й тон	3-й тон	4-й тон	для 1-го тону	для 2-го тону	для 3-го тону	для 4-го тону
I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
	2950..2975..2845 від (район установки ГД)									
8	Днищева пластина 23 шп.	55,92	21	43,96	68,89	94,02	2,66	1,27	0,81	0,59
9	Днищева пластина 23 шп.	44,04	21	43,96	68,89	94,02	2,10	1,00	0,64	0,47
10	Пластина борту 23 шп.	71,06	21	43,96	68,89	94,02	3,38	1,62	1,03	0,76
11	Пластина палуби 23 шп.	79,2	21	43,96	68,89	94,02	3,77	1,80	1,15	0,84
12	Пластина шпангоута 23 шп.	316,09	21	43,96	68,89	94,02	15,05	7,19	4,59	3,36
13	Стінка РЖ ВП 23 шп.	213,04	21	43,96	68,89	94,02	10,14	4,85	3,09	2,27
14	Флор (23 шп.)	100,41	21	43,96	68,89	94,02	4,78	2,28	1,46	1,07
15	Флор (23 шп.)	55,04	21	43,96	68,89	94,02	2,62	1,25	0,80	0,59
16	Бортовий стрингер (23 шп)	177,53	21	43,96	68,89	94,02	8,45	4,04	2,58	1,89
17	Стінка цистерни (20-21шп)	86,47	21	43,96	68,89	94,02	4,12	1,97	1,26	0,92
18	Стінка цистерни (20-21шп)	44,88	21	43,96	68,89	94,02	2,14	1,02	0,65	0,48
19	Верхній лист цистерни (14-20 шп)	51,50	21	43,96	68,89	94,02	2,45	1,17	0,75	0,55
20	Балка ВП (7шп) $\Gamma 12 \times 10 \times 350$	72,3	21	43,96	68,89	94,02	3,44	1,64	1,05	0,77
21	Балка цистерни ФО-3 (14-20шп) $\Gamma 12 \times 6 \times 350$	80,2	21	43,96	68,89	94,02	3,82	1,82	1,16	0,85

№	Назва місцевої конструкції	Власна частота λ , Гц	Власні частоти загальної вібрації				Відношення частот місцевої до загальної			
			1-й тон	2-й тон	3-й тон	4-й тон	для 1-го тону	для 2-го тону	для 3-го тону	для 4-го тону
I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
22	Балка ВП (23шп) $\Gamma 12 \times 8 \times 350$	314,04	21	43,96	68,89	94,02	14,95	7,14	4,56	3,34
23	Бортова панель МО (табл.23)	59,09	21	43,96	68,89	94,02	2,81	1,34	0,86	0,63
24	Бортова панель МО (табл.23)	86,66	21	43,96	68,89	94,02	4,13	1,97	1,26	0,92
25	Бортова панель МО (табл.23)	79,12	21	43,96	68,89	94,02	3,77	1,80	1,15	0,84
26	Днищева панель (табл.24)	48,41	21	43,96	68,89	94,02	2,31	1,10	0,70	0,51
27	Днищева панель (табл.24)	87,68	21	43,96	68,89	94,02	4,18	1,99	1,27	0,93
28	Днищева панель (табл.24)	57,61	21	43,96	68,89	94,02	2,74	1,31	0,84	0,61
29	Бортова панель 7шп.	59,09	21	43,96	68,89	94,02	2,81	1,34	0,86	0,63
30	Бортова панель 7шп.	86,66	21	43,96	68,89	94,02	4,13	1,97	1,26	0,92
31	Бортова панель 7шп.	79,12	21	43,96	68,89	94,02	3,77	1,80	1,15	0,84

Як бачимо з табл. 6.1 для певної кількості місцевих конструкцій власні частоти загальної і місцевої вібрації доволі близькі один до одного. Наприклад, для флору на 7 шпангоуті (4-й рядок) відношення його власної частоти до власної частоти 3-го тону вільних коливань КС становить 1,04. А це означає, що якщо судно, наприклад, зазнає удару від слемінгу, то в КС виникнуть вільні коливання 1-го та 3-го тонів (і це з врахуванням впливу забортної води), і коливання 3-го тону загальної вібрації спровокують резонансні коливання того самого флору на 7 шпангоуті. Розглянемо відношення частот, які відрізняються між собою на 10% і менше. Такі ситуації мають місце для:

Днищева пластина на 23 шпангоуті (9 рядок), де відношення власної частоти до власної частоти 2-го тону вільних коливань КС становить 1.

Стінка іншої цистерни на 20-21 шпангоутах (18 рядок), де відношення власної частоти до власної частоти 2-го тону вільних коливань КС становить 1,02.

Пластина борту на 23 шпангоуті (10 рядок), де відношення власної частоти до власної частоти 3-го тону вільних коливань КС становить 1,03.

Балка ВП на 7 шпангоуті (рядок 20) $12 \times 10 \times 350$, де відношення власної частоти до власної частоти 3-го тону вільних коливань КС становить 1,05.

Флор на 23 шпангоуті (14 рядок), де відношення власної частоти до власної частоти 4-го тону вільних коливань КС становить 1,07.

Стінка цистерни на 20-21 шпангоутах (17 рядок), де відношення власної частоти до власної частоти 4-го тону вільних коливань КС становить 0,92.

Бортова панель МО із табл.23 (рядок 24), де відношення власної частоти до власної частоти 4-го тону вільних коливань КС становить 0,92.

Днищева панель (табл.24) (рядок 27), де відношення власної частоти до власної частоти 4-го тону вільних коливань КС становить 0,93.

Бортова панель на 7 шпангоуті (рядок 30), де відношення власної частоти до власної частоти 4-го тону вільних коливань КС становить 0,92.

Це були розглянуті відношення власних частот місцевої і загальної вібрації, які відрізняються між собою на не більше 10%. Якщо збільшити діапазон різниць частот, то вищенаведений список поповниться.

Висновки. Якщо КС під дією зовнішніх факторів попаде в резонанс, тобто буде мати місце резонанс для загальної вібрації, то частина місцевих конструкцій, такі як балки та пластини, як у надводній так і у підводній частинах, будучи збуджені силами від загальної вібрації можуть потрапити в резонанс, згідно попередніх розрахунків. Проте в реальності власні розраховані частоти місцевої вібрації можуть відрізнятися від дійсних частот. І така різниця може сягати до 40–50% [11, с.15]. Тут же сказано, що отже найбільш достовірні дані про частоти вільних коливань конструкцій можуть дати лише натурні експерименти.

Окрім того, що стосується розрахунку вібрації балок, то їх власні частоти залежать від геометричних характеристик, а геометричні характеристики залежать від ширини приєднаного пояску, дійсна величина якого може відрізнятися від рекомендованої.

Для точного розрахунку параметрів вібрації корпусу судна і його складових, приймаючи до уваги гідродинамічні ефекти бажано використовувати чисельні методи.

ВИСНОВКИ

Таким чином в даній роботі були вирішені всі поставлені задачі для досягнення сформульованої мети. А саме.

1) Були представлені теоретичні відомості про загальну і місцеву вібрацію суден.

2) Порівняння власних частот поперечних згинальних коливань КС у вертикальній площині з частотами збудюючих сил показали, що найближчі частоти збудюючих сил не співпадають з власними частотами корпусу судна, хоча для всіх тонів можливе попадання в резонансну зону, тому що теоретичний розрахунок не є точним і необхідно приймати до уваги, що реальні частоти загальної вібрації можуть бути вищими і/або нижчими.

3) Порівняння власних частот пластин суднового набору з частотами вимушеної вібрації показали, що нормативні вимоги для пластин виконуються, згідно з якими власні частоти пластин повинні перевищувати частоти збудюючих сил мінімум в 1,5 рази.

4) Порівняння власних частот балок суднового набору з частотами вимушеної вібрації показали, що нормативні вимоги для балок виконуються, згідно з якими власні частоти балок повинні перевищувати частоти збудюючих сил мінімум в 1,3 рази.

5) Порівняння власних частот ребер жорсткості і пластин при їх спільній взаємодії при гідропружних коливаннях з частотами збудюючих сил показали, що:

відношення власних частот ребер жорсткості до частот збудюючих зусиль більше 1,3, що відповідає нормативним вимогам;

відношення власних частот пластин до частот збудюючих зусиль більше 1,5, що відповідає нормативним вимогам;

відношення власних частот панелей до частот збудюючих зусиль більше 1,5, хоча норми для панелей в Правилах не регламентовані.

6) Порівняння частот загальної та місцевої вібрації показали, що якщо КС під дією зовнішніх факторів попаде в резонанс, то частина місцевих конструкцій, такі як

балки та пластини, як у надводній так і у підводній частинах, будучи збуджені силами від загальної вібрації можуть потрапити в резонанс, згідно теоретичних розрахунків. Проте в реальності власні розраховані частоти місцевої вібрації можуть відрізнятися від дійсних частот. І така різниця може сягати до 40–50%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. **Постнов, В.А.**, Калинин В.С., Ростовцев Д.М. Вибрация корабля [Текст]: Учебник / **В.А. Постнов**, В.С. Калинин, Д.М. Ростовцев – Л.: Судостроение, 1983. – 248 с.
2. **Курдюмов, А.А.** Вибрация корабля [Текст]: Учебник / **А.А. Курдюмов** – Л.: Судпромгиз, 1961.–320 с.
3. **Писаренко, Г.С.** Сопротивление материалов [Текст]: Учебник / Г.С. Писаренко, В.А. Огарев, А.Л. Квитка и др.; под ред. Г.С. Писаренко – К.: Вища школа, 1986. – 775 с.
4. **Миролюбов И.Н.** Пособие к решению задач по сопротивлению материалов [Текст] / И.Н. Миролюбов [и др.]. – Москва: Высшая школа, 1969. – 482 с.
5. Справочник по строительной механике корабля [Текст]: в 3 т. / Г.В. Бойцов, О.М. Палий, В.А. Постнов, В.С. Чувиковский – Л.: Судостроение, 1982 – . – Т. 3: Динамика и устойчивость корпусных конструкций. – 1982. – 320 с.
6. **Сердюченко А.М.** Згин, стійкість та вільні коливання стержневих систем і пластин суднового корпусу [Текст]: Навчально-методичний посібник / А.М. Сердюченко – Миколаїв 2009. – 111 с.
7. **Короткин А.И.** Присоединенные массы судна [Текст]: Справочник / А.И. Короткин – Л.: Судостроение, 1986. – 312 с., ил.
8. **Тимошенко С.П.** Колебания в инженерном деле [Текст]/ С.П. Тимошенко, Янг Д.Х., Уивер У. – М. 1984 – 474с., ил.
9. **Пановко Я.Г.** Основы прикладной теории колебаний и удара [Текст]/ Я.Г. Пановко. – Изд. 3-е, доп. и переработ. Л., «Машиностроение» (Ленингр. отделение), 1976. – 320 с., с ил.
10. Регістр Судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 2. Київ: РСУ, 2020. 792 с.
11. **Гаврилов М.Н.** Вибрация на судне. Изд-во «Транспорт». 1970. 128 с.