

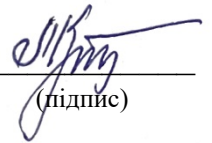
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

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

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри:

Коростильов Л.І.



(підпис)

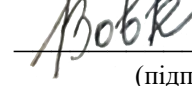
«22» грудня 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему:

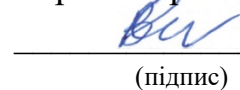
«Дослідження вільних коливань корпусу судна на тихій воді енергетичними
методами»

Виконав: студент(ка) 6116м групи



Вовк Б.В.
(підпис)

Керівник роботи: старший викладач



Соков В.М.
(підпис)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Навчально-науковий інститут (факультет): Кораблебудівний

Кафедра будівельної механіки та конструкції корпусу корабля

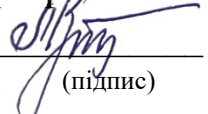
Спеціальність 135 Суднобудування

Освітня програма «Конструювання та міцність корпусу суден і плавучих споруд»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

Коростильов Л.І.


(підпис)

«05» грудня 2025 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ на здобуття ступеня вищої освіти магістра

Студенту Вовку Богдану Віталійовичу

1. Тема роботи: Дослідження вільних коливань корпусу судна на тихій воді енергетичними методами.

Керівник роботи: Соков В.М., старший викладач.

Затверджені наказом ректора № 1357-уч від «20» листопада 2023 року.

2. Термін подання роботи до 15 грудня 2023 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):

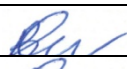
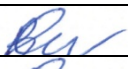
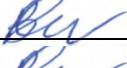
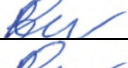
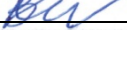
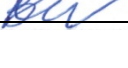
Розділ 1. Теоретичні відомості про вільні коливання та загальну вібрацію судна.

Розділ 2. Розрахунок загальної вібрації корпусу судна.

Розділ 3. Порівняння власних та збуджуючих частот.

5. Перелік презентаційних матеріалів виконаний в середовищі PowerPoint.

6. Консультанти розділів роботи

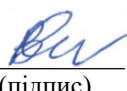
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Соков В.М.		
2	Соков В.М.		
3	Соков В.М.		

7. Дата видачі завдання: 15 вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Теоретичні відомості про вільні коливання та загальну вібрацію судна	вересень 2023	виконано
2	Розрахунок загальної вібрації корпусу судна	вересень-листопад 2023	виконано
3	Порівняння власних та збуджуючих частот	листопад 2023	виконано
4	Оформлення магістерської роботи	листопад-грудень 2023	виконано
5	Передача магістерської роботи на рецензування рецензенту	грудень 2023	виконано
6	Передача магістерської роботи науковому керівнику для написання відгуку	грудень 2023	виконано
7	Кафедральний захист магістерської роботи	04 грудня 2023	виконано
8	Захист магістерської роботи	22 грудня 2023	виконано

Студент  (підпис) Вовк Б.В. (ПІБ)

Керівник роботи  (підпис) Соков В.М. (ПІБ)

АНОТАЦІЯ

Вовк Б.В. Дослідження вільних коливань корпусу судна на тихій воді енергетичними методами. Кваліфікаційна магістерська робота зі спеціальності 135 «Суднобудування», освітньої програми «Конструювання та міцність корпусу суден і плавучих споруд». Миколаїв: НУК ім. адмірала Макарова, 2023. 68 с.

В рамках даної магістерської кваліфікаційної роботи була досліджена загальна вібрація корпусу буксира енергетичними методами. Робота складається з трьох розділів, які відображають розрахунок загальної вібрації по готовим наданим даним судна. У 1-му розділі були представлені теоретичні відомості про вільні коливання та загальну вібрацію судна. У 2-му розділі здійснений розрахунок загальної вібрації корпусу судна. У 3-му розділі проведено порівняння власних та збуджуючих частот і зроблені висновки щодо попадання в резонансні зони.

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

SUMMARY

Vovk Bohdan. Investigation of a free vibration of a ship hull on a still water by the energy methods. Qualification master's thesis in specialty 135 "Shipbuilding", educational program "Design and strength of ship hulls and floating structures". Mykolaiv: Admiral Makarov National University, 2023. 68 p.

Within the framework of this master's qualification thesis, the general vibration of the tugboat hull was investigated by energy methods. The work consists of three sections, which reflect the calculation of the general vibration based on the ready-made data provided by the vessel. In the 1st section, theoretical information about free vibrations and general vibration of the vessel was presented. In the 2nd section, the calculation of the general vibration of the vessel's hull was carried out. In the 3rd section, a comparison of natural and exciting frequencies was made and conclusions were drawn regarding falling into resonant zones.

Keywords: tug, global vibration, resonance, frequency.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1. ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВІЛЬНІ КОЛИВАННЯ ТА ЗАГАЛЬНУ ВІБРАЦІЮ СУДНА	8
1.1 Вільні коливання	8
1.2 Сили, що викликають вібрацію корпусу судна	12
1.3 Загальна вібрація корпусу судна	13
1.4 Види вібрації корпусу судна	14
1.5 Жорсткісні та інерційні параметри, сили опору та зовнішні збуджуючі при вібрації суднового корпусу як непрямої балки	16
1.6 Жорсткість суднового корпусу	18
1.7 Навантаження, що спричиняють вібрацію судових конструкцій	19
1.8 Розрахунок вільних коливань судна	23
2. РОЗРАХУНОК ЗАГАЛЬНОЇ ВІБРАЦІЇ КОРПУСУ СУДНА	31
2.1 Опис методу Релея-Папковича-Шиманського	31
2.2 Визначення форм вільних коливань	35
2.3 Обчислення погонних мас корпусу судна	37
2.4 Удиферентування судна та визначення характеристик зануреної частини корпусу судна необхідних для розрахунку загальної вібрації ...	50
2.5 Визначення геометричних характеристик поперечних перерізів корпусу судна та їх апроксимація	54
2.6 Обґрунтування коефіцієнта форми поперечних перерізів	61
2.7 Результати розрахунків власних частот згинальних коливань корпусу судна за методом Релея-Папковича-Шиманського	63
3 ПОРІВНЯННЯ ВЛАСНИХ ТА ЗБУДЖУЮЧИХ ЧАСТОТ	64
3.1 Визначення частот зовнішніх збуджувальних сил	64
3.2 Порівняння власних частот поперечних згинальних коливань корпусу судна із зовнішніми збуджувальними частотами	66
ВИСНОВКИ	67
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	68

ВСТУП

Вібрація представляє однаковий інтерес як для суднобудівників, так і для фахівців із суднових енергетичних установок, оскільки вібрація суднового корпусу та його окремих елементів може викликати в корпусі судна появу втомних тріщин, порушити нормальну роботу суднової апаратури та різних вимірювальних приладів, встановлених на борту судна, створити абсолютно нестерпні умови для перебування пасажирів та членів екіпажу на борту протягом порівняно тривалого часу.

Якщо рівень вібрації перевищує значення, при яких забезпечені міцність суднового корпусу та його окремих елементів, нормальні умови роботи суднової апаратури та різних вимірювальних приладів, умови перебування для членів екіпажу та пасажирів судна (відповідно до санітарних норм), необхідно вжити відповідних заходів для зниження одержаного рівня вібрації. При цьому потрібно передбачити всі можливі конструктивні заходи з метою зменшення внутрішніх навантажень та уникнення умов виникнення резонансних явищ.

Усі ці питання бажано вирішити ще на стадії проектування судна, щоб не допустити будь-яких значних переробок у формі кормової частини та конструкції суднового корпусу готового судна, у системі гребний гвинт – суднова машина, у конструкції надбудов, рубок та щоглів, зміни жорсткості амортизаторів під суднові машини, механізми, вимірювальні прилади тощо.

Мета роботи. Метою даної роботи є розрахунок власних частот вільних згинальних вертикальних коливань корпусу малого судна, для того, щоб порівняти їх з частотами збуджуючих сил від машин та механізмів і зробити висновки щодо попадання корпусу судна в резонансні зони.

Для досягнення вказаної мети необхідно вирішити наступні задачі:

- 1) Представити теоретичні відомості про вільні коливання та загальну вібрацію судна.
- 2) Провести розрахунок загальної вібрації корпусу судна.
- 3) Порівняти власні та збуджуючі частоти.

Основою розрахунку слугували реальні данні судна, буксира Т3500. Розрахунок загальної вібрації корпусу судна проводився у вертикальній площині під час згинальних коливань, розглядаючи судно як безопорну балку, що коливається.

1 ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВІЛЬНІ КОЛИВАННЯ ТА ЗАГАЛЬНУ ВІБРАЦІЮ СУДНА

1.1 Вільні коливання

Вільними коливаннями називаються коливання, спричинені деяким початковим обуренням системи, що відбуваються потім без впливу на неї зовнішніх збуджуючих (активних) сил.

Розглянемо рух найпростішої системи (рис. 1.2), що складається з тіла масою m , підвішеного на пружині жорсткості до нерухомої основи.

Позначимо відхилення маси від положення її статичної рівноваги через $q(t)$; позитивний напрямок руху показано малюнку.

У процесі руху на тіло можуть діяти чотири групи сил: активні сили, що спричиняють рух; сили опору, що перешкоджають руху; сили пружності, які прагнуть повернути систему до її рівноважного положення; та інерційні сили.

Активні сили зазвичай вважаються відомими функціями часу $Q(t)$.

Природа сил опору $F(t)$ може бути різною. Опір доквілля (так званий в'язкий опір) залежить від швидкості руху $\dot{q}(t)$ і спрямований у бік, протилежний швидкості. На рис. 1.1 зовнішній опір виникає внаслідок руху поршня в посудині з в'язкою рідиною.

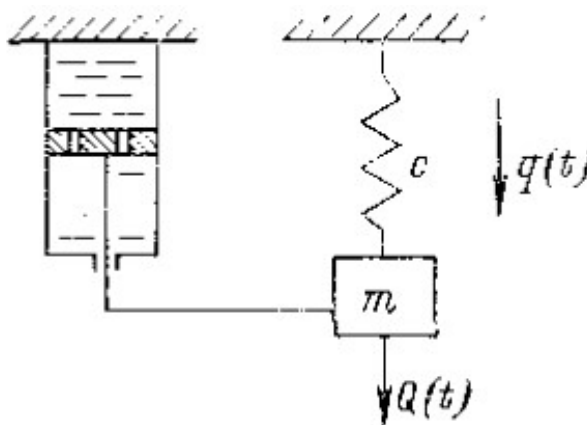


Рис. 1.1. Модель системи з одним степенем свободи

При коливанні пружних тіл можуть виникати і внутрішні (гістерезісні) сили опору.

Сили пружності або відновлювальні сили $S(t)$ залежать від відхилення тіла від положення його статичної рівноваги $q(t)$ і спрямовані у бік, протилежний до переміщення.

Сили інерції $I(t) = -m\ddot{q}(t)$, що виникають під час руху тіла, завжди спрямовані у бік, обернений до прискорення. Сума проекцій зазначених вище сил на напрям осі x в будь-якому положенні тіла, що коливається, повинна дорівнювати нулю

$$I(t) + F(t) + S(t) + Q(t) = 0. \quad (1.1)$$

Якщо припустити, що сили опору $F(t)$ пропорційні першому ступеню швидкості

$$F(t) = -\beta\dot{q}(t), \quad \beta = \text{const},$$

а сили пружності $S(t)$ лінійно залежать від переміщення тіла $q(t)$

$$S(t) = -cq(t), \quad c = \text{const},$$

то рівняння (1.1), яким описується рух аналізованої системи (тіла), набуде вигляду

$$-m\ddot{q}(t) - \beta\dot{q}(t) - cq(t) + Q(t) = 0,$$

або

$$\ddot{q}(t) + 2\mu\dot{q}(t) + \lambda^2 q(t) = \frac{1}{m} Q(t), \quad (1.2)$$

де введено позначення

$$2\mu = \frac{\beta}{m}, \quad \lambda^2 = \frac{c}{m}. \quad (1.3)$$

Загальний інтеграл рівняння (1.2) може бути записаний у вигляді

$$q(t) = e^{-\mu t} (A_1 \cos \lambda t - A_2 \sin \lambda' t) - q_{\text{ч.р.}}(t) \quad (1.4)$$

де

$$\lambda'^2 = \lambda^2 - \mu^2 \quad (1.5)$$

$q_{\text{ч.р.}}$ – часне рішення, що відповідає правій частині рівняння (1.2).

Зауважимо, що $\lambda'^2 > 0$ система коливається, а при $\lambda'^2 \leq 0$ отримує аперіодичне рух.

Довільні постійні A_i у виразі (1.4) визначаються з початкових умов при $t=0$:

$$q = q_0, \quad \dot{q} = \dot{q}_0 \quad (1.6)$$

де q_0 і $\dot{q}_0$ відповідно початкове відхилення стану статичної рівноваги і початкової швидкості системи.

Рівняння вільних коливань системи з одним ступенем свободи отримуємо безпосередньо з рівняння (1.2) при $Q(t) \equiv 0$:

$$\ddot{q} + 2\mu\dot{q} + \lambda^2 q = 0. \quad (1.7)$$

Рішення цього рівняння, на основі (1.4), має вигляд

$$q(t) = e^{-\mu t} (A_1 \cos \lambda' t + A_2 \sin \lambda' t)$$

Визначаючи постійні інтегрування A_1 та A_2 із початкових умов (1.6), отримуємо

$$q(t) = e^{-\mu t} \left(q_0 \lambda' t + \frac{q_0 + \mu q_0}{\lambda'} \sin \lambda' t \right), \quad (1.8)$$

або

$$q(t) = A e^{-\mu t} \cos(\lambda' t - \varepsilon) \quad (1.9)$$

де

$$A = \sqrt{q_0^2 + \left(\frac{q_0 + \mu q_0}{\lambda'} \right)^2} \quad (1.9')$$

амплітуда коливань;

$$\cos \varepsilon = \frac{q_0}{A}, \sin \varepsilon = \frac{q_0}{A}. \quad (1.10)$$

Аргумент $\lambda' t = \varepsilon$ називається фазою коливань, а ε – початковою фазою.

Розмір $\lambda' = \sqrt{\lambda^2 - \mu^2}$ називається круговою частотою коливань за наявності опору, а величина

$$T' = 2\pi / \lambda' \quad (1.11)$$

періодом вільних коливань за наявності опору. За відсутності опору $\mu = 0$, кругова частота дорівнює λ , а період вільних коливань

$$T = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (1.12)$$

Кругова частота визначає кількість коливань за 2π секунд, а частота f , що використовується в технічній літературі, вимірювана в герцах (Гц), являє собою число коливань в секунду, тобто.

$$f = 1/T = \frac{\lambda}{2\pi}$$

Безпосередньо з розгляду виразу (1.9) бачимо, що амплітуда коливання $Ae^{-\mu t}$ системи з опором з плином часу зменшується за експоненціальним законом, асимптотично наближаючись до нуля (рис. 1.3).

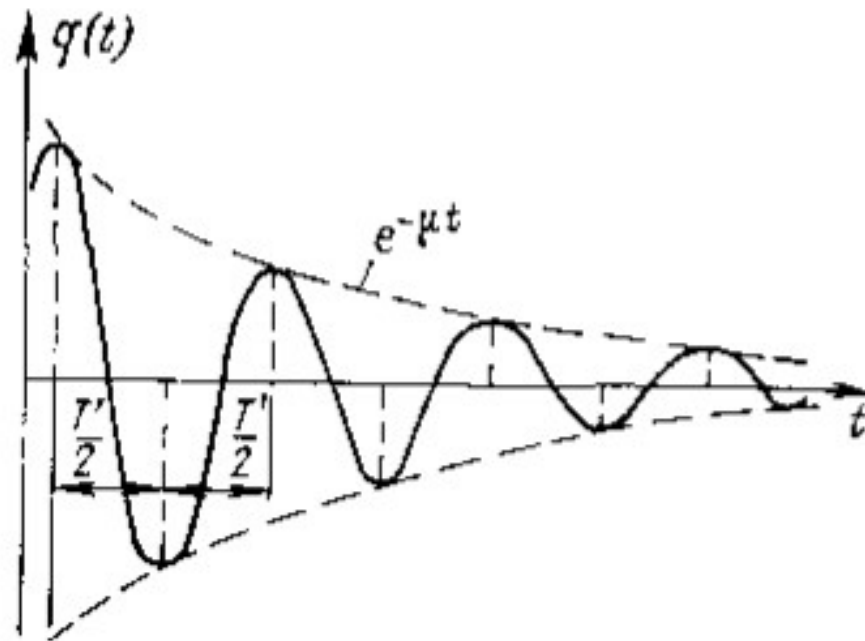


Рис. 1.3. До визначення декременту

Про швидкість загасання коливань можна судити зі зменшення їхньої амплітуди за кожні півперіоду коливання:

$$\eta = \left| \frac{q(t)}{q\left(t + \frac{T'}{2}\right)} \right| = e^{\frac{\mu T'}{2}}. \quad (1.13)$$

Величина η називається декрементом, а e натуральний логорифм.

$$\delta = \ln \eta = \frac{\mu T'}{2} = \frac{\pi \mu}{\sqrt{\lambda^2 - \mu^2}} \quad (1.14)$$

логарифмічним декрементом.

З виразу (1.14) можна отримати

$$\frac{\lambda}{\lambda'} = \frac{T'}{T} = \sqrt{1 + \left(\frac{\ln \eta}{\alpha}\right)^2}. \quad (1.15)$$

Вважаючи, наприклад, $\eta = 2$, що призводить до порівняно швидкого загасання коливань, так як кожен наступний розмах зменшується вдвічі в порівнянні з попереднім, отримаємо

$$T'/T = 1,024.$$

Таким чином, навіть значне згасання практично не впливає на період вільних коливань. Тому зазвичай при малому в'язкому терті приймають

$$T' \approx T, \quad \lambda' \approx \lambda.$$

1.2. Сили, що викликають вібрацію корпусу судна

Всі 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 тощо.

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, що існує 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 стати причиною інтенсивної вібрації 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.

1.3 Загальна вібрація корпусу судна

Вібрація корпусу судна викликається періодичними зусиллями механізмів і гвинтів, що працюють на судні. Гвинти передають на корпус періодичні зусилля безпосередньо через лінію валопроводу. Крім того, при роботі гребних гвинтів виникає пульсуюче поле гідродинамічних тисків, що діють на обшивку.

Найбільшої величини ці тиски досягають у районі розташування гребних гвинтів. Дія на корпус згаданих вище періодичних зусиль може викликати коливання корпусу судна в цілому, як балки, або коливання окремих конструкцій, елементів. У першому випадку коливання називають загальною вібрацією судна, у другому місцевою вібрацією. Строго кажучи, загальна вібрація завжди супроводжується місцевою. При загальній вібрації корпусу судна відбувається зміщення опорних контурів окремих суднових перекриттів пластин, балок, що викликає їхню місцеву вібрацію. Місцева вібрація може в окремих випадках вплинути на параметри загальної вібрації корпусу. Останнє спостерігається за умови достатньої близькості частот вільних коливань корпусу як балки з частотами вільних коливань його окремих конструкцій (за їх нерухомого опорного контуру). Природно, що помітний вплив на загальну вібрацію можуть мати лише конструкції, які мають значну масу (наприклад, суднові перекриття, надбудови тощо). У цьому випадку при складанні рівнянь, що описують загальну вібрацію судна, необхідно враховувати також наявність місцевої вібрації таких конструкцій.

Під час розгляду загальної вібрації суднового корпусу який завжди припустиме його балочне представлення. Так, для супертанкера плавучих платформ коливання у поздовжньому напрямку супроводжуються коливаннями у поперечному. Все це змушує відмовитися від застосування балочної ідеалізації суднового корпусу та потребує використання при розрахунку загальної вібрації просторової моделі суднового корпусу. Зрозуміло, що трудомісткість розрахунку помітно зростає. Сам розрахунок при цьому вимагає використання сучасних чисельних методів: методу кінцевих елементів або методу суперелементів.

Коливання корпусу та його окремих елементів можуть бути вільними та вимушеними. Вільні коливання викликаються короткочасними навантаженнями ударного характеру, що обурюють (ударна хвиля вибуху, удари корабля об хвилю в штормових умовах тощо). При значних за величиною динамічних навантаженнях навіть порівняно малої тривалості переміщення, деформації та прискорення корпусу, що викликаються цими силами, і його окремих елементів можуть спричинити як порушення їх міцності, так і вихід з ладу розташованих на цих елементах механізмів і приладів. Розрахунок вільних коливань суднового корпусу дозволяє також визначити частоти і форми основних вільних коливань. Ця інформація необхідна для подальшого розрахунку вимушеної вібрації суднового корпусу, а також (частоти) для прийняття необхідних рішень з метою запобігання резонансних коливань.

При дії гармонійних або близьких до них періодичних сил, що виникають під час роботи гребних гвинтів або неврівноважених суднових машин та механізмів, виникає вимушена або так звана ходова вібрація судна. Внаслідок своєї тривалості ходова вібрація судна негативно впливає на його експлуатаційні якості:

- створюються додаткові перешкоди у роботі окремих суднових приладів та механізмів;

- у місцях посиленої вібрації виникають втомні руйнування зв'язків корпусу судна та окремих деталей механізмів;

- вібрація надає шкідливий вплив на здоров'я команди та пасажирів, знижує їхню працездатність тощо.

Уникнути або хоча б послабити негативні наслідки ходової вібрації можна лише шляхом зменшення її параметрів (переміщень, швидкостей та прискорень). Для цього необхідно насамперед мати методи розрахунку ходової вібрації.

1.4 Види вібрації корпусу судна

Можна виділити такі основні види вібрації суднового корпусу, безпосередньо пов'язані з характером сил, що обурюють:

1. Поперечні вертикальні коливання корпусу, що здійснюються паралельно до діаметральної площини. Ці коливання викликаються збуджувальними силами, що діють у вертикальному напрямку.

2. Поперечні горизонтальні коливання корпусу, що здійснюються в горизонтальній площині, паралельній площині ватерлінії. Ці коливання викликаються горизонтальними силами.

3. Поздовжні коливання, при яких судновий корпус зазнає лише осьових деформацій: кожен поперечний переріз корпусу після переміщення залишається паралельним своєму початковому положенню. Поздовжні коливання викликаються впливом на корпус пульсуючої складової упору гвинтів.

4. Крутильні коливання, у яких перерізи суднового корпусу закручуються щодо одне одного, повертаючись у своїй площині. Крутильні коливання збуджуються моментами, що крутять.

Для реального судна кожен зазначений вид коливань практично не може існувати в чистому вигляді. Обов'язково реалізуються одночасно кілька основних видів коливань. Комбінації згаданих чотирьох основних видів коливань утворюють нові, складніші види вібрації корпусу судна. Однак ступінь зв'язку між різними видами коливань неоднакова. Найбільш сильно пов'язані між собою поперечні горизонтальні та крутильні коливання.

Внаслідок симетрії корпусу щодо його діаметральної площини осі центрів мас і центрів жорсткості поперечних перерізів практично лежать в одній і тій же (діаметральній) площині, і зв'язок між поперечними вертикальними та горизонтальними коливаннями суднового корпусу виявляється дуже слабким. Саме тому розрахунок вертикальних поперечних коливань суднового корпусу проводиться, як правило, незалежно від інших видів коливань.

Найважливішою характеристикою вібрації є частота. Частота ходової вібрації судна, як коливань пружної системи, що встановилися, визначається частотою діючих на судно збуджуючих сил. Збуджуючих сили першого порядку (з частотою, що дорівнює частоті обертання гребного валу Ω) створюють ходову вібрацію, яку називають вібрацією першого порядку. Вібрація другого порядку з частотою, яка

дорівнює подвоєній частоті обертання валу, практично не спостерігається. Додатково до вібрації першого порядку спостерігається ще так звана гвинтова (або лопатева) вібрація s -го порядку, де s — число лопастей гребного гвинта. Ця вібрація викликається переважно пульсуючим тиском, що передається корпусу судна через воду. При розкладанні в ряд Фур'є пульсуючого тиску, поряд з основною гармонічною складовою з частотою $s\Omega$, з'являються гармонічні складові тиску з частотами $2s\Omega$, $3s\Omega$ тощо. Амплітуди цих гармонійних складових тиску швидко зменшуються. Лише при розрахунку вібрації зовнішньої обшивки в районі розташування гребних гвинтів може виникнути необхідність урахування гармонійної складової тиску з частотою $2s\Omega$ (на додаток до гармонічної складової з частотою $s\Omega$).

У висновку зауважимо, що для розрахунку вимушеної вібрації судна необхідно мати дані про зовнішні збуджуючі сили, про величину і закон зміни сил внутрішнього розсіювання енергії, про величину приєднаних мас, про форми та частоти вільних коливань суднового корпусу.

Сьогодні більшість з цих величин може бути визначено ще дуже приблизно, що, природно, відбивається і точності розрахунку вимушеної вібрації суднового корпусу.

1.5 Жорсткісні та інерційні параметри, сили опору та зовнішні збуджуючі при вібрації суднового корпусу як непризматичної балки

При розрахунку загальної вібрації часто цілком допустимо представляти судновий корпус у вигляді непризматичної балки. При цьому для опису вертикальних та горизонтальних згинальних коливань суднового корпусу можна скористатися диференціальними рівняннями поперечних коливань балок з урахуванням зсуву, інерції обертання та сил опору.

У диференціальних рівняннях, що описують той чи інший вид вібрації суднового корпусу під погонною масою m , слід розуміти суму погонних мас корпусу m_k та приєднаної води μ

$$m = m_k + \mu. \quad (1.16)$$

Величина і залежить від номера тону коливань, форми поперечного перерізу судна, що коливається, і співвідношення його головних розмірів. При вертикальних коливаннях і в основному залежить від довжини та ширини судна, при горизонтальних коливаннях довжини та осадки. Крутильні коливання корпусу також викликають рух мас води, тому при розрахунку крутильних коливань необхідно вводити до уваги приєднані моменти інерції мас води. Облік впливу заборотної води необхідний і щодо інерції мас обертання поперечних перерізів корпусу судна. Однак, як показують результати числових розрахунків, вплив інерції мас обертання при коливаннях в діапазоні нижчих частот (аж до 6-7 власної частоти корпусу) дуже мало; зі зростанням номера частоти воно посилюється і вже підлягає обліку.

Сили опорів суднового корпусу обумовлені не тільки (і не стільки) розсіюванням енергії в самому матеріалі корпусу (гістерезисні втрати), але більшою мірою пов'язані з втратами енергії, що витрачається на подолання сил тертя в конструкціях та на утворення хвиль на вільній поверхні (так зване гідродинамічне демпфування), втратами енергії при резонансних коливаннях окремих конструкцій та обладнання судна. Більшість дослідників вважає (єдиної позиції в цьому питанні немає), що в загальному балансі енергії, що витрачається на подолання різних сил опору, енергією сил тертя суднового корпусу з водою та енергією, що витрачається на утворення хвиль тиску в навколишньому судні рідині, можна знехтувати. Гідродинамічне демпфування відчутно лише за дуже низьких частот коливань судна, зі зростанням значення частоти коливання воно зменшується. Кількісний прояв окремих складових сил опору для різних типів судів виявляється різним, тому дати загальні для всіх типів судів рекомендації щодо обліку сил опору неможливо. Наявні на сьогодні рекомендації з обліку сил опору (призначення коефіцієнтів опору) отримано на основі обробки експериментальних даних вимушеної вібрації суден при дії гармонійних збуджуючих сил. За такого підходу дати оцінку впливу окремих складових сил опору на вібрацію судна неможливо. Частина складових сил опору (внутрішнє розсіювання енергії в матеріалі конструкції) добре описується

гіпотезою Сорокіна, а частина, що залишилася, краще узгоджується з гіпотезою Фохту.

1.6 Жорсткість суднового корпусу

Залежно від виду вібрації суднового корпусу як балки змінної жорсткості до розрахунку вводяться жорсткість судна на вигин $EI(x)$, на зсув $Gf(x)$, на кручення $C_{кр}$, на розтяг $EF(x)$. Зазначені жорсткості, за винятком жорсткості на вигин, визначаються відповідно до тих же правил, які використовуються при оцінці загальної міцності суднового корпусу.

З підвищенням номера тону згинальних коливань суднового корпусу зменшується довжина напівхвилі коливань, що підвищує нерівномірність розподілу нормальних напружень у палубі та днищі за шириною поперечного перерізу судна. В результаті зменшується наведена площа настилу палуб, платформ та днищового перекриття, що у свою чергу знижує розрахункове значення жорсткості корпусу судна на вигин

$$EI(x) = \varphi_I EI_0(x), \quad (1.17)$$

де $EI_0(x)$ — жорсткість на вигин, що визначається відповідно до правил, які використовуються при оцінці загальної міцності корпусу; φ_I — редуційний коефіцієнт.

У табл. 1.1 наведено значення редуційних коефіцієнтів φ_I моменту інерції поперечного перерізу суден двох типів: суховантажного з двома палубами і подвійним дном і нафтоналивного з двома поздовжніми перебираннями. Значення наведених коефіцієнтів можна використовувати для суден із відносним подовженням $\frac{L}{B} = 6,5 \div 7,5$.

Таблиця 1.1 – Коефіцієнти для номерів тонів вільних коливань

Тип судна	Номер тону вільних коливань									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Танкер з двома вільними переборками	0,968	0,924	0,867	0,794	0,722	0,647	0,576	0,508	0,443	0,388
Суховантажне судно з двома палубами та подвійним дном	0,950	0,750	0,575	0,464	0,409	0,376	0,374	0,297	0,263	0,233

Для суден з іншим типом поперечного перерізу та іншим відносним подовженням (у зв'язку з відсутністю даних) рекомендується при визначенні моменту інерції наведену ширину поясків балки $b_{\text{пр}}$ приймати рівною меншою з величин

$$b_{\text{пр}} = B; \quad b_{\text{пр}} = \frac{L}{3(k \cdot I)},$$

де k — номер тону вільних коливань; B, L — ширина та довжина судна.

Розмір $EI(x)$ знижується зі зростанням номера тону згинальних коливань. Однак помітне зниження згинальної жорсткості корпусу судна відбувається, як правило, при досить високих тонах коливань, коли роль згинальної жорсткості помітно падає в порівнянні зі зсувною, внаслідок чого уточнення значення згинальної жорсткості судового корпусу при зміні номера тону поперечних коливань часто не призводить до помітних змін параметрів коливань (частот вільних коливань, амплітуд та форм вимушених коливань).

1.7 Навантаження, що спричиняють вібрацію судових конструкцій

Виділяють три основні види навантажень, що викликають коливання судових конструкцій і корпусу в цілому:

- навантаження, пов'язані з неповною рівноваженістю головних та допоміжних механізмів, з дефектами виготовлення гребного гвинта, неточностями центрування та монтажу гребних валів;
- навантаження, пов'язані з роботою гребних гвинтів поблизу корпусу;

- навантаження, спричинені впливом на судно морського хвилювання.

Перший і другий типи зовнішніх навантажень є періодичними навантаженнями і викликають коливання судових конструкцій і корпусу в цілому. Навантаження, пов'язані з впливом на судно морського хвилювання, зазвичай поділяють на дві категорії: а) навантаження, що лінійно залежать від кінематичних параметрів хвилювання; , ударом хвиль у борти судна та кормовий край). Морське хвилювання — процес випадковий, тому поведінку судна при дії навантажень цього треба розглядати на статистичній основі.

Диференціальні рівняння, що описують коливання корпусу. Корпус судна розглядається як безопорна балка з перемінними жорсткостями на вигин $EI(x)$ та зсув $Gf(x)$, зі змінною масою інтенсивності $m(x)$ (маса корпусу, доповнена приєднаною масою води), змінною по довжині судна інерцією мас обертання $I_\rho(x)$ (з урахуванням впливу заборотної води). Додатково враховуються сили зовнішнього та внутрішнього (за гармонійних коливань) опорів.

Система диференціальних рівнянь, що описує вертикальні коливання судна як непризматичної балки з урахуванням деформацій зсуву, інерції обертання та сил опору, виявляється дуже складною. Точне вирішення такої системи рівнянь неможливе. Наближене рішення може бути отримано за допомогою чисельних методів, наприклад, методу кінцевих різниць. Однак, перш ніж скористатися цим методом, доцільно подати систему диференціальних рівнянь, яка описує вимушені коливання непризматичної балки з урахуванням впливу деформацій зсуву, сил інерції мас обертання та сил зовнішнього та внутрішнього опорів.

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2} \right) + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{EI \gamma_2}{\omega} - \frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2 \partial t} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left(I_\rho \frac{\partial^3 w_1}{\partial x \partial t^2} \right) + m(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \beta_1(x) \frac{\partial w}{\partial x} \\ - \beta_2(x) \frac{\partial^2 w_1}{\partial x \partial t} = \rho(x, t) \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(Gf \frac{\partial w_2}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{Gf \gamma_1}{\omega} - \frac{\partial^2 w_2}{\partial x \partial t} \right) - m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - \beta_1 \frac{\partial w}{\partial t} = -\rho(x, t) \end{aligned}$$

враховуючи сили внутрішнього опору та залежності з курсу будівельної механіки корабля

$$N(x, t) = -Gf(x) \frac{\partial w_2}{\partial x}, \quad M(x, t) = -EI(x) \frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2}$$

у вигляді сукупності диференціальних рівнянь першого порядку по відношенню до змінної x . З цією метою введемо до розгляду нову змінну величину $\theta(x, t)$:

$$\theta(x, t) = \frac{\partial w_1(x, t)}{\partial x} \quad (1.18)$$

Використання залежності (1.6.1) дозволяє представити систему рівнянь диференціальних рівнянь враховуючи сили внутрішнього опору у такому вигляді (внутрішні сили опору поки що не враховуються) (1.19):

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial N}{\partial x} &= \rho(x, t) - m(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} - \beta_1(x) \frac{\partial w}{\partial t}(x, t); \\ \frac{\partial M(x, t)}{\partial x} &= N(x, t) + I_\rho \frac{\partial^2 \theta(x, t)}{\partial t^2} + \beta_2(x) \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial t}; \\ \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x} &= \frac{M(x, t)}{EI(x)}; \\ \frac{\partial w(x, t)}{\partial x} &= \theta(x, t) - \frac{N(x, t)}{Gf(x)}; \end{aligned} \right\} \quad (1.19)$$

Розіб'ємо інтервал вимірювання x по довжині судового корпусу на n рівних відрізках довжиною $h = \frac{L}{n}$ точками $x_i = ih$ ($i = 0, 1, 2, \dots, n$). Тут L — довжина судового корпусу. Якщо скористатися кінцево-різничним представленням значення першої похідної по x за допомогою формул вигляду (центральні різності)

$$\left(\frac{\partial f}{\partial x} \right)_{x=x_i} = \frac{f(x_{i+(1/2)}) - f(x_{i-(1/2)})}{\Delta x} = \frac{f_{i+(1/2)} - f_{i-(1/2)}}{\Delta x} \quad (1.20)$$

система рівнянь у часткових похідних (1.19) перетворюється на систему звичайних диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} N_{i+1} - N_i &= h \left[\rho_{i+(1/2)}(t) - m_i \ddot{w}_{i+(1/2)} - \beta_{1i+(1/2)} \dot{w}_{i+(1/2)}(t) \right] \\ i &= 0, 1, \dots, n-1; \\ M_{i+(1/2)}(t) - M_{i-(1/2)}(t) &= h \left[N_i(t) + I_{\rho i} \ddot{\theta}_i(t) + \beta_{2i} \dot{\theta}_i(t) \right], \\ i &= 1, 2, \dots, n-1; \\ EI_{i+(1/2)} [\theta_{i+1}(t) - \theta_i(t)] &= h M_{i+(1/2)}(t), \\ i &= 0, 1, 2, \dots, n-1; \\ w_{i+(1/2)}(t) - w_{i-(1/2)}(t) &= h \left[\theta_i(t) - \frac{N_i(t)}{Gf_i} \right] \\ i &= 1, 2, \dots, n-1. \end{aligned} \right\} \quad (1.21)$$

Доповнимо отриману систему рівнянь граничними умовами безопорної балки, які з урахуванням прийнятих вище позначень перепишуться у вигляді

$$M_0(t) = 0; M_n(t) = 0; N_0(t) = 0; N_n(t) = 0. \quad (1.22)$$

Перші дві умови (7.7) з незначною похибкою можна замінити на такі умови:

$$M_{\frac{1}{2}}(t) = 0; M_{n-\frac{1}{2}}(t) = 0.$$

В результаті замість (1.22) можна записати

$$M_{\frac{1}{2}}(t) = 0; M_{n-\frac{1}{2}}(t) = 0; N_0(t) = 0; N_n(t) = 0; \quad (1.23)$$

Система (1.21), доповнена граничними умовами (1.23), утворює систему $4n + 2$ звичайних диференціальних рівнянь відносно невідомих функцій $w_{i+\frac{1}{2}}(t)$ та $M_{i+\frac{1}{2}}(t)$ при $i = 0, 1, \dots, n - 1$, а також $N_i(t)$ та $\theta_i(t)$ при $i = 0, 1, \dots, n - 1$.

Розв'язавши два останні рівняння системи (1.21) щодо $M_{i+\frac{1}{2}}(t)$ та $N_i(t)$ отримаємо

$$\left. \begin{aligned} M_{i+\frac{1}{2}} &= \frac{EI_{i+\frac{1}{2}}}{h} (\theta_{i+1} - \theta_i) \\ N_i &= Gf \left(\theta_i + \frac{1}{h} w_{i-} - \frac{1}{h} w_{i+\frac{1}{2}} \right) \end{aligned} \right\} \quad (1.24)$$

За допомогою отриманих формул і граничних умов виключимо моменти і перерізуючої сили, з перших двох рівнянь системи (1.21).

В результаті отримаємо систему $2n - 1$ диференціальних рівнянь відносно невідомих функцій $w_{i+\frac{1}{2}}(t)$ при $i = 0, 1, \dots, n - 1$ та $\theta_i(t)$ при $i = 0, 1, \dots, n - 1$:

$$\begin{aligned} m_i w_{i+\frac{1}{2}} + \beta_{1i+\frac{1}{2}} \dot{w}_{i+\frac{1}{2}} - \frac{Gf_i}{h^2} w_{i-\frac{1}{2}} + \frac{G}{h^2} (f_i + f_{i+1}) w_{i+\frac{1}{2}} - \frac{Gf_{i+1}}{h^2} w_{i+\frac{3}{2}} - \frac{Gf_i}{h} \theta_i \\ + \frac{Gf_{i+1}}{h} \theta_{i+1} = \rho_{i+\frac{1}{2}}, \end{aligned}$$

$$i = 0, 1, \dots, n - 1;$$

$$I_{\rho i} \ddot{\theta}_i + \beta_{2i} \dot{\theta}_i + \frac{EI_{i-\frac{1}{2}}}{h^2} (\theta_i - \theta_{i-1}) - \frac{EI_{i+\frac{1}{2}}}{h^2} (\theta_{i+1} - \theta_i) - Gf_i \theta_i + \frac{Gf_i}{h} w_{i-\frac{1}{2}} = 0,$$

$$i = 0, 1, \dots, n - 1;$$

Систему рівнянь (1.25), якщо скористатися матричною символікою, можна переписати у такому вигляді:

$$M\ddot{Q} + B\dot{Q} + KQ = P \quad (1.25)$$

Де $Q(t) = \left\{ w_{\frac{1}{2}}, \theta_1, w_{\frac{3}{2}}, \theta_2, \dots, w_{n-(\frac{1}{2})}, \theta_{n-1} \right\}$ — вектор основних невідомих; P — вектор зовнішніх навантажень; M, B та K — відповідно матриці мас, опору та жорсткості. Значення цих матриць неважко виписати, якщо скористатися розгорнутою формою запису рівняння (1.25) та врахувати черговість розташування основних невідомих у векторі $Q(t)$.

Рівняння (1.25) слід доповнити початковими умовам

$$Q(t=0) = Q_0; \quad \ddot{Q}(t=0) = \ddot{Q}_0 \quad (1.26)$$

Для інтегрування рівняння (1.25) за початкових умов (1.26) можна скористатися одним із крокових методів розв'язання задачі Коші. Цей метод дозволяє отримати наближене розв'язання задачі про вимушені коливання судового корпусу при дії зовнішніх збуджуючих сил, що змінюються за довільним заданим законом, з урахуванням впливу деформацій зсуву, інерції мас обертання та зовнішніх сил опору.

При додатковому врахуванні сил внутрішнього опору необхідно-було б у рівняннях (1.20) і граничних умовах (1.22) замість $N_i(t)$ та $M_{i+(1/2)}(t)$ ввести величини $N_i^*(t)$ та $M_i^*(t)$, що визначаються за формулою:

$$N_i^* = N_i + \frac{\gamma_1}{\omega} \dot{N}_i; \quad M_{i+(\frac{1}{2})}^* = M_{i+(\frac{1}{2})} + \frac{\gamma_2}{\omega} \dot{M}_{i+(\frac{1}{2})}. \quad (1.27)$$

Зауважимо, що за допомогою виразів (1.27) визначаються значення згинального моменту та сили, що перерізує, в перерізах судового корпусу при обліку сил внутрішнього опору.

1.8 Розрахунок вільних коливань судна

При розрахунку вільних коливань визначаються частоти та форми головних вільних коливань корпусу судна. Знання власних частот корпусу необхідно для вжиття заходів щодо запобігання появи резонансних режимів вібрації, коли частота зовнішніх збуджуючих сил, знаходяться близькою до однієї з частот вільних коливань корпусу $\lambda_k (k = 1, 2, \dots)$. Знання форм вільних коливань потрібно не тільки для розрахунку вимушених коливань корпусу судна за методом головних

координат, але і для раціонального розташування по довжини судна щогл, механізмів, приладів (при цьому виключається їх розташування в зонах посиленої вібрації корпусу).

Для розрахунку вільних коливань суднового корпусу можна використовувати низку наближених методів.

При використанні *методу кінцевих різниць*. Вільні коливання суднового корпусу як непризматичної балки з урахуванням зсуву та інерції мас обертання можна описати за допомогою матричного диференціального рівняння

$$M\ddot{Q} + KQ = 0,$$

одержуваного з (1.25) при $B = 0$ та $P = 0$.

Отримане рівняння описує вільні коливання пружних систем із кінцевим числом ступенів свободи.

Для визначення частот вільних коливань таких пружних систем та форм коливань можна скористатися методами коливань систем з декількома ступенями свободи

Метод Релея-Папковича. П. Ф. Папкович запропонував визначення частот вільних поперечних коливань суднового корпусу скористатися методом Релея-Ритца.

Потенційна та кінетична енергія судна визначаються за формулами

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_0^l EI w_1^2 dx + \frac{1}{2} \int_0^l Gf w_2^2 dx; \quad (1.28)$$

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l m(w_1 + w_2)^2 dx + \frac{1}{2} \int_0^l I_\rho w_1^2 dx; \quad (1.29)$$

Вважаючи

$$w_1(x, t) = a\varphi(x)\cos\lambda t; \quad w_2(x, t) = b\varphi(x)\cos\lambda t, \quad (1.30)$$

отримаємо найбільше значення потенційної та кінетичної енергії

$$\left. \begin{aligned} \Pi_{max} &= \frac{1}{2} \left(a^2 \frac{EI_0}{l^3} A + b^2 \frac{Gf_0}{l} B \right); \\ T_{max} &= \frac{\lambda^2}{2} \left[(a + b)^2 m_0 l C + a^2 I_\rho^0 \frac{1}{l} D \right], \end{aligned} \right\} \quad (1.31)$$

де

$$A = \int_0^l \frac{I(\xi)}{I_0} \varphi^2(\xi) d\xi; \quad B = \int_0^l \frac{I(\xi)}{f_0} \varphi'^2(\xi) d\xi$$

$$C = \int_0^l \frac{I(\xi)}{m_0} \varphi^2(\xi) d\xi; \quad B = \int_0^l \frac{I(\xi)}{I_\rho^0} \varphi'^2(\xi) d\xi$$

Тут I_0, f_0, m_0, I_ρ^0 – деякі середні значення відповідних величин, що вводяться для приведення підінтегральних виразів до безрозмірного вигляду.

Значення величин (1.31) визначаються у випадку з допомогою методів чисельного інтегрування.

Далі згідно з формулою енергетичного методу визначення власних частот Релея-Рітца

$$\frac{\partial}{\partial a} (\Pi_{max} - T_{max}) = 0; \quad \frac{\partial}{\partial b} (\Pi_{max} - T_{max}) = 0. \quad (1.32)$$

Вносячи в (1.32) знайдені вище значення Π_{max} та T_{max} , отримуємо систему двох однорідних алгебраїчних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} \frac{EI_0}{l^3} Aa - \lambda^2 \left[(a+b)m_0 l C + I_\rho^0 \frac{1}{l} Da \right] &= 0 \\ \frac{Gf_0}{l} Bb - \lambda^2 (a+b)m_0 l C &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.33)$$

З першого рівняння (1.33) слідує

$$\lambda^2 = \frac{EI_0}{l^4 m_0} \cdot \frac{A}{C} \cdot \frac{1}{1+k_1+k_2}, \quad (1.34)$$

де $k_1 = b/a$ — коефіцієнт, що враховує вплив деформацій зсуву;

$$k_2 = \frac{l_\rho^0}{m_0} \cdot \frac{1}{l_2^0} \cdot \frac{D}{C} \quad (1.35)$$

коефіцієнт, що враховує вплив на частоту вільних коливань інерції обертання поперечних перерізів.

При $k_1 = k_2 = 0$ формула (1.34) визначають частоту поперечних коливань без урахування зсуву та інерції обертання.

Для визначення відношення b/a відкинемо в системі (1.33) члени, які враховують вплив інерції обертання. Тоді можна отримати

$$k_1 \approx \frac{b}{a} = \frac{EI_0 A}{Gf_0 I^2 B} \quad (1.36)$$

Безпосередньо з формули (1.34) бачимо, що урахування деформацій зсуву, як і урахування інерції обертання поперечних перерізів, призводить до зменшення частоти вільних коливань. Розрахунки показують, що вплив зсуву на частоту вільних коливань судна значно більший, ніж вплив інерції обертання поперечного

перерізу. При цьому з підвищенням номера частоти вплив деформації зсуву збільшується, а вплив інерції обертання – зменшується.

Щоб скористатися отриманими вище залежностями для визначення частоти вільних коливань суднового корпусу, необхідно мати вираз для форми коливань $\varphi(x)$.

Функція $\varphi(x)$ має бути якомога ближче до дійсної форми вільних головних коливань того тону, для якого знаходиться частота вільних коливань.

Нехай і $w(x, t)$. вертикальні переміщення суднового корпусу. При вільних коливаннях судновий корпус можна розглядати як вільну невагому балку (сили ваги врівноважуються силами підтримки), що під впливом сил інерції. Тоді з умови динамічної рівноваги такої балки можна виписати наступні два рівняння:

$$\int_0^l m(x) \ddot{w}(x, t) dx = 0; \quad \int_0^l m(x) \ddot{w}(x, t) (x - 0.5l) dx = 0,$$

де $m(x)$ – погонна маса судна та приєднаної води.

Зауважимо, що при складанні другої умови ми знехтували впливом сил інерції обертання.

Якщо прийняти

$$w(x, t) = \varphi(x) \cos \lambda t, \quad (1.37)$$

то умова урівноваженості сил інерції та їх моментів набувають вигляду:

$$\int_0^l m(x) \varphi(x) dx = 0; \quad \int_0^l m(x) \left(\frac{x}{l} - 0.5 \right) \varphi(x) dx = 0 \quad (1.38)$$

Прийом для форми n -го тону коливань має такий вираз:

$$\varphi_n(x) = \alpha_n + \beta_n \left(\frac{x}{l} - 0.5 \right) + \psi_n(x), \quad (1.39)$$

де α_n та β_n — коефіцієнти, значення яких визначається з умов (1.38).

Щодо вибору функції $\varphi_n(x)$, то П. Ф. Папкович пропонував приймати

$$\psi_n(x) = \sin \frac{n\pi x}{l}, \quad (1.40)$$

а Ю. А. Шиманський як $\varphi_n(x)$ приймав n -у форму вільних головних коливань призматичної вільної балки.

При використанні методу Релея визначення частот вільних коливань проводиться послідовно: спочатку визначається перша частота λ_1 потім друга λ_2 тощо.

Викладемо послідовність визначення першої частоти:

1. За формулою (1.39) з урахуванням рекомендацій щодо вибору функції $\psi_1(x)$ виписується вираз для форми вільних коливань $\psi_1(x)$

2. Визначається значення інтенсивності приєднаної маси води $\mu(x)$, а потім за формулою (1.15) підраховується погонна маса корпусу судна разом із приєднаною масою води.

3. Вираз для $\varphi_1(x)$ вноситься до умов (1.38). Отримуємо два рівняння, із спільного розв'язання яких визначаються значення параметрів α_1 , та β_1 , що дозволяє виписати остаточний вираз для $\varphi_1(x)$:

$$\varphi_1(x) = \alpha_1 + \beta_1 \left(\frac{x}{l} - 0.5 \right) + \psi_1(x)$$

4. За формулами (1.31) визначаються значення коефіцієнтів A, B, C та D .

5. За допомогою формул (1.36) та (1.35) знаходять значення коефіцієнтів k_1 і k_2 , які враховують відповідно вплив деформації зсуву та інерції мас обертання.

6. За формулою (1.34) підраховується значення квадрата частоти першого струму вільних коливань суднового корпусу λ_1^2 .

Наведені вище залежності методу Релея-Папковича можуть бути застосовані до знаходження найвищих частот.

При цьому для підвищення точності розрахунку функцію $\tilde{\varphi}_n(x)$, знайдену за формулою (1.39), бажано ще більше наблизити до справжньої форми коливань n -го тону. Це можна зробити, якщо вимагати, щоб уточнена форма для n -го тону була б ортогональною по відношенню до кожної з попередніх $n - 1$ -й формам коливань.

Уточнену форму шукаємо у вигляді

$$\varphi_n(x) = \tilde{\varphi}_n(x) + \alpha_{n1}\varphi_1(x) + \alpha_{n2}\varphi_2(x) + \dots + \alpha_{nn-1}\varphi_{n-1}(x). \quad (1.41)$$

Невідомі коефіцієнти у виразі (7.27) визначаються з умов ортогональності:

$$\int_0^l m\varphi_n(x)\varphi_i(x)dx = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n - 1. \quad (1.42)$$

Вносячи (1.41) у рівність (1.42) і враховуючи ортогональність форм головних вільних коливань, отримуємо

$$\int_0^l m(x) \tilde{\varphi}_n(x) \varphi_i(x) dx + \alpha_{ni} \int_0^l m(x) \varphi_i^2(x) dx = 0.$$

Звідси отримаємо необхідний вираз для визначення невідомих коефіцієнтів α_{ni} у виразі

$$\alpha_{ni} = -\frac{\int_0^l m \tilde{\varphi}_n \varphi_i dx}{\int_0^l m \varphi_i^2 dx}, \quad i = 1, 2, \dots, n-1. \quad (1.43)$$

Відмітимо одне ускладнення, яке виникає при використанні формули (7.29). Тут неясно, що слід приймати як $m(x)$. Величина ця різна для різних тонів. А. А. Курдюмов [34] рекомендує обчислювати $m(x)$ за формулою.

$$m(x) = \sqrt{m_i(x) m_n(x)} \quad (1.44)$$

де $m_i(x), m_n(x)$ — погонна маса суднового корпусу з урахуванням приєднаної води відповідно для i -го та n -го тонів коливань. В. В. Давидов [14] вважає за можливе обчислювати $m(x)$ за такою формулою:

$$m(x) = \frac{1}{2} [m_i(x) + m_n(x)]. \quad (1.45)$$

Після визначення уточненого виразу для n -го тону вільних коливань за формулами (1.31) знаходяться параметри A, B, C, D , а потім за формулами (1.36) та (1.35) — коефіцієнти k_1 та k_2 . Шукане значення частоти λ_n знайдеться за формулою (1.34).

Більш точне значення цікавої пас форми вільних коливань, а отже, і відповідної частоти, може бути знайдено, якщо скористатися пропозицією В.П.Суслова. Він запропонував при визначенні форми n -го тону розглядати судно як балку з жорсткими та масовими параметрами, які перебувають згідно з рекомендаціями для n -го тону вільних коливань суднового корпусу. Далі для такої вільної балки послідовно визначаються форма першого тону вільних коливань, потім форма другого тону (з використанням умови ортогональності стосовно першої раніше знайденої форми) тощо аж до $\varphi_n(x)$. При цьому лише $\varphi_n(x)$ є форма n -го

тону вільних коливань суднового корпусу. Інші функції $\varphi_i(x)$ ($i = 1, 2, \dots, n - 1$). є допоміжними і прямого відношення до форм вільних коливань корпусу не мають.

Прийом В. П. Суслова гарантує підвищення точності визначення $\varphi_n(x)$ та λ_n , але при цьому значно зростає загальна трудомісткість розрахунку. *Метод Граммеля – Шиманського*. Ю. А. Шиманський для знаходження частот вільних коливань суднового корпусу скористався методом Граммеля.

Потенційна енергія суднового корпусу як непризматичної балки з урахуванням зсуву, завантаженого інерційним навантаженням інтенсивності $m(x)\ddot{w}(x, t)$, визначиться за формулою

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{M^2(x, t)}{EI(x)} dx + \frac{1}{2} \int_0^l \frac{N^2(x, t)}{Gf(x)} dx, \quad (1.46)$$

де

$$N(x, t) = \int_0^x m(x) \ddot{w}(x, t) dx \quad (1.47)$$

перерізуюча сила;

$$M(x, t) = \int_0^x \int_0^x m(x) \ddot{w}(x, t) dx^2 \quad (1.48)$$

згинальний момент.

Якщо врахувати вираз для прогину то після підстановки (1.47) та (1.48) до формули (1.46) нескладно отримати

$$\Pi = \frac{\lambda^4}{2} m_0^2 \left(\frac{l^5}{EI_0} A_1 + \frac{l^3}{Gf_0} B_1 \right) \cos^2 \lambda t, \quad (1.49)$$

де

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \int_0^l \frac{I_0}{I(\xi_2)} \left[\int_0^{\xi_2} \int_0^{\xi_1} \frac{m(\xi)}{m_0} \varphi(\xi) d\xi d\xi_1 \right]^2 d\xi_2; \\ B_1 &= \int_0^l \frac{f_0}{f(\xi_1)} \left[\int_0^{\xi_1} \frac{m(\xi)}{m_0} \varphi(\xi) d\xi \right]^2 d\xi_1. \end{aligned} \right\} \quad (1.50)$$

Кінетична енергія при попередніх коливаннях (без урахування інерції мас обертання) визначається за формулою

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l m(x) \dot{w}^2(x, t) dx = \frac{1}{2} \lambda^2 m_0 l_0 C \sin^2 \lambda t, \quad (1.51)$$

де

$$C = \int_0^l \frac{m(\xi)}{m_0} \varphi^2(\xi) d\xi. \quad (1.52)$$

Прирівнюючи найбільше значення кінетичної та потенціальної енергії, отримуємо

$$\lambda^2 = \frac{El_0}{m_0 t_0^4} \cdot \frac{C}{A_1} \cdot \frac{1}{1+k} \quad (1.53)$$

де

$$k = \frac{El_0}{Gf_0 l_0} \cdot \frac{B_1}{A_1}. \quad (1.54)$$

Коефіцієнт k у формулі (1.53) враховує вплив деформацій зсуву на частоту вільних коливань корпусу судна.

Обидва останні методи: *метод Релея-Папковича* і *метод Граммеля-Шиманського* широко використовуються в розрахунковій практиці.

Слід пам'ятати, що при визначенні вищих частот відповідні форми коливань повинні задовольняти не тільки умовам урівноваженості сил інерції та їх моментів (1.38), але й умовам ортогональності по відношенню до всіх попередніх форм головних вільних коливань (1.42).

2 РОЗРАХУНОК ЗАГАЛЬНОЇ ВІБРАЦІЇ КОРПУСУ СУДНА

Для розрахунку загальної вібрації корпус судна розглядається як непризматична невагома (сили ваги врівноважені силами підтримки) балка, що коливається в рідині [1], [2]. У цій роботі зроблено розрахунок власних частот корпусу судна для вертикальних згинальних поперечних коливань. Розрахунок загальної вібрації у межах даної роботи проводився енергетичним методом Релея-Папковича-Шиманського представленим нижче.

2.1 Опис методу Релея-Папковича-Шиманського

Для розрахунку частот і форм вільних згинальних поперечних коливань корпусу судна (КС) використовується так званий енергетичний метод Релея-Папковича-Шиманського [1, с.179], [2, с. 126], з урахуванням зсуву та інерції обертання поперечних перерізів, без ітераційного уточнення форми коливань та відповідно власних частот у межах n -го тону, але з ортогоналізацією форми коливань кожного тону з формами коливань попередніх тонів. У нашому випадку облік зсуву та обертання поперечних перерізів є обов'язковим, оскільки відношення довжини судна до висоти борту у міделевому перерізі становить $L/D_{mid} \approx 30\text{м}/9\text{м} \approx 3$. Облік деформацій зсуву, як і облік інерції обертання поперечних перерізів призводить до зменшення частоти вільних коливань. Вплив зсуву на частоту вільних коливань судна значно більший, ніж вплив інерції обертання поперечного перерізу. При цьому з підвищенням номера частоти вплив деформації зсуву збільшується, а вплив інерції обертання зменшується (див. [1], с.181).

Далі записані вирази цього методу, стосовно коливань в одній площині. Потенційна енергія V КС визначена за виразом

$$V = \frac{1}{2} \int_0^L EI(x) \left(\frac{\partial v_1(x,t)}{\partial x^2} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int_0^L GF(x) k_s(x) \left(\frac{\partial v_2(x,t)}{\partial x} \right)^2 dx, \quad (2.1)$$

де x – координата, що відраховується від нульового шпангоуту в кормі, м.

t – час, с;

$L = 29,7\text{ м}$ – довжина судна для розрахунку, м;

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

$G = 7,7 \cdot 10^{10} \text{ Па}$ – модуль зсуву;

$k_s(x)$ – коефіцієнт, що враховує форму поперечного перерізу при зсуві [3,4], обґрунтування якого наведено в §1.6;

$I(x)$ – головний центральний момент інерції, м^4 ;

$v_1(x, t)$ – прогин, викликаний тільки вигином, що визначається виразом

$$v_1(x, t) = a \cdot \cos(\lambda_n t + \varepsilon_n) \cdot \varphi_n(x), \text{ м}, \quad (2.2)$$

$v_2(x, t)$ – прогин, викликаний тільки зрушенням, що визначається виразом

$$v_2(x, t) = b \cdot \cos(\lambda_n t + \varepsilon_n) \cdot \varphi_n(x), \text{ м}, \quad (2.3)$$

a, b – невідомі коефіцієнти для n -го тону;

n – номер тону коливань;

λ_n – частота вільних коливань КС n -го тону, рад/с;

ε_n – початкова фаза коливань, рад;

$\varphi_n(x)$ – прийнята форма коливань для n -го тону коливань, визначення якої розглянуто нижче в п. 2.2;

Кінетична енергія T КС визначена виразом

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L m_{\Sigma n}(x) \left(\frac{\partial v_1(x, t)}{\partial t} + \frac{\partial v_2(x, t)}{\partial t} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int_0^L I_m(x) \left(\frac{\partial^2 v_1(x, t)}{\partial x \partial t} \right)^2 dx, \quad (2.4)$$

де

$m_{\Sigma n}(x)$ – сумарна погонна маса суми маси судна і приєднаної води для n -го тону коливань, кг/м ;

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

I_m – головний центральний момент інерції розподілених мас (або погонний момент інерції мас) з урахуванням приєднаних моментів інерції рідини при обертанні поперечних перерізів (кг/м) м^2 .

Величина $I_m(x)$ обчислена аналогічно моментам інерції в розрахунках геометричних характеристик плоских фігур, але з урахуванням щільності матеріалу поперечного перерізу як функції координат, до якої додані приєднані інерції обертання води.

Якщо в поперечному перерізі є різнорідний матеріал, наприклад матеріал корпусу судна і матеріал вантажу, баласту, ПММ, і тощо то положення головних центральних осей для погонних мас відрізнятимуться в такому разі від положення головних центральних осей поперечного перерізу КС. Беручи до уваги, що даний буксир не перевозить вантажів, а матеріал корпусу судна складається в основному зі сталі, при цьому маса змінних вантажів (ПММ, баласту, запасів, тощо, щільність яких відрізняється від щільності сталі) і механізмів, що не беруть участь в роботі КС (двигуна, суднові пристрої та системи) становить відносно малу частку всієї маси судна (див. масову таблицю нижче), приблизно вважається, що практично вся маса КС бере участь у роботі деформування КС. У зв'язку з цим радіус інерції розподілених мас за поперечними перерізами можна прийняти приблизно рівним радіусу інерції плоскої фігури, що становить цей переріз, обчисленим за звичайною методикою розрахунку геометричних перерізів плоских фігур, оскільки щільність перерізу у разі належить постійної. З урахуванням вищесказаного, а також не маючи достовірних даних про приєднані моменти інерції рідини при обертанні перерізів і знаючи, що поправка на інерцію обертання нижчих частот невелика [1], [2], наближено приймаємо

$$I_m(x) = m(x) \cdot r^2(x), \quad r^2(x) = \frac{I(x)}{F(x)}, \quad (2.5)$$

де $m(x)$ – погонні маси судна тільки від вагового навантаження, кг/м,

r – радіус інерції мас поперечного перерізу, який наближено приймаємо за геометричними характеристиками КС, м.

Підставляючи (2.2), (2.3) в (2.1) і (2.4) і вважаючи, що максимуми потенційної і кінетичної енергій перебувають у протифазах, тобто. коли $\cos(\lambda_n t + \varepsilon_n) = 1$ та $\sin(\lambda_n t + \varepsilon_n) = 1$, отримаємо такі висловлювання для максимальної потенційної V_{max} та кінетичної T_{max} енергії

$$V_{max} = \frac{1}{2} \int_0^L EI(x) a^2 \left(\frac{d^2}{dx^2} \varphi_n(x) \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int_0^L GF(x) k_s(x) b^2 \left(\frac{d}{dx} \varphi_n(x) \right)^2 dx, \quad (2.6)$$

$$T_{max} = \frac{1}{2} \int_0^L m_{\Sigma n}(x) (-a \varphi_n(x) \lambda - b \varphi_n(x) \lambda)^2 dx + \frac{1}{2} \int_0^L I_m(x) a^2 \left(\frac{d}{dx} \varphi_n(x) \right)^2 \lambda^2 dx, \quad (2.7)$$

Невідомі коефіцієнти a та b знайдуться з умов:

$$\frac{\partial}{\partial a}(Vmax_{max} = 0, \quad \frac{\partial}{\partial b}(Vmax_{max} = 0)). \quad (2.8)$$

Підставляючи (2.6), (2.7) в (2.8) отримаємо систему двох однорідних алгебраїчних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} & \left\{ \int_0^L EI(x) \left(\frac{d^2}{dx^2} \varphi_n(x) \right)^2 dx - \lambda^2 \int_0^L m_{\Sigma n}(x) \varphi_n(x)^2 dx - \right. \\ & \left. - \lambda^2 \int_0^L I_m(x) \left(\frac{d}{dx} \varphi_n(x) \right)^2 dx \right\} a + \left\{ -\lambda^2 \int_0^L m_{\Sigma n}(x) \varphi_n(x)^2 dx \right\} b = 0 \\ & \left\{ -\lambda^2 \int_0^L m_{\Sigma n}(x) \varphi_n(x)^2 dx \right\} a + \\ & + \left\{ \int_0^L GF(x) k_s(x) \left(\frac{d}{dx} \varphi_n(x) \right)^2 dx - \lambda^2 \int_0^L m_{\Sigma n}(x) \varphi_n(x)^2 dx \right\} b = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

Прирівнюючи визначник (2.9) до нуля, отримаємо характеристичне рівняння, коріння якого є власними частотами для цієї форми коливань. Далі покажемо процес складання характеристичного рівняння. У матричному вигляді (2.9) можна записати так

$$A = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix}; \quad \det A = a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21} = 0, \quad (2.10)$$

де

$$\left. \begin{aligned} a_{11} &= \int_0^L EI(x) \left(\frac{d^2}{dx^2} \varphi_n(x) \right)^2 dx - \lambda^2 \int_0^L m_{\Sigma n}(x) \varphi_n(x)^2 dx - \\ & \quad - \lambda^2 \int_0^L I_m(x) \left(\frac{d}{dx} \varphi_n(x) \right)^2 dx \\ a_{12} &= -\lambda^2 \int_0^L m_{\Sigma n}(x) \varphi_n(x)^2 dx \\ a_{21} &= -\lambda^2 \int_0^L m_{\Sigma n}(x) \varphi_n(x)^2 dx \\ a_{22} &= \int_0^L GF(x) k_s(x) \left(\frac{d}{dx} \varphi_n(x) \right)^2 dx - \lambda^2 \int_0^L m_{\Sigma n}(x) \varphi_n(x)^2 dx \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

Підставляючи (2.11) до (2.10) отримаємо характеристичне рівняння

$$\left. \begin{aligned} & \left(\int_0^L EI(x) \left(\frac{d^2}{dx^2} \varphi_n(x) \right)^2 dx - \right. \\ & \left. - \lambda^2 \left(\int_0^L m_{\Sigma n}(x) \varphi_n(x)^2 dx + \int_0^L I_m(x) \left(\frac{d}{dx} \varphi_n(x) \right)^2 dx \right) \right) \times \\ & \times \left(\int_0^L GF(x) k_s(x) \left(\frac{d}{dx} \varphi_n(x) \right)^2 dx - \lambda^2 \int_0^L m_{\Sigma n}(x) \varphi_n(x)^2 dx \right) - \\ & \left. - \lambda^4 \left(\int_0^L m_{\Sigma n}(x) \varphi_n(x)^2 dx \right)^2 = 0 \right\} \quad (2.12) \end{aligned}$$

Вирішуючи (2.12) для даного n -го тону отримаємо 4 корені, які є власними частотами за фізичним змістом: два з них позитивні, а два негативні. Негативне коріння відкидаємо, оскільки вони не відповідають фізичному уявленню задачі (негативних частот не може бути). З позитивного коріння беремо до уваги лише менший (т.зв. першу частоту), оскільки він відповідає прийнятій формі коливань даного n -го тону. Таким чином, шукана частота вільних згинальних поперечних коливань КС з урахуванням зсуву та інерції обертання поперечних перерізів дорівнюватиме меншому позитивному кореню з коренів (2.12) [1, 2].

2.2 Визначення форм вільних коливань

Форми коливань, присутні в (2.2) та (2.3) задаються у наступному вигляді

$$\varphi_n(x) = \tilde{\varphi}_n(x) + \sum_{i=1}^{n-1} \delta_{n,i} \varphi_i(x), \text{ м}, \quad (2.13)$$

$$\tilde{\varphi}_n(x) = \psi_n(x) + \alpha_n + \beta_n x, \text{ м}, \quad (2.14)$$

де $\delta_{n,i}$ – коефіцієнти ортогоналізації, що визначаються за формулою [1, с.183]

$$\delta_{n,i} = - \frac{\int_0^L m_{\Sigma}^{n,i}(x) \cdot \tilde{\varphi}_n(x) \cdot \varphi_i(x) dx}{\int_0^L m_{\Sigma}^{n,i}(x) \cdot \varphi_i^2(x) dx}, \quad (2.15)$$

$m_{\Sigma}^{n,i}(x)$ – приведені маси, які визначаються за [1]

$$\left. \begin{aligned} m_{\Sigma}^{n,i}(x) &= 0,5(m_{\Sigma n}(x) + m_{\Sigma i}(x)); \\ m_{\Sigma}^{n,i}(x) &= \sqrt{(m_{\Sigma n}(x) \cdot m_{\Sigma i}(x))}, \end{aligned} \right\} \quad (2.16)$$

де верхня формула відповідає пропозиції В.В. Давидова, а нижня рекомендація А.А. Курдюмова (див. пояснення наприкінці цього пункту);

$m_{\Sigma n}$, $m_{\Sigma i}$ – сумарні погонні маси суднового корпусу з урахуванням приєднаної води відповідно для n -го та i -го тонів коливань;

$\varphi_n(x)$ – форма коливань для n -го тону;

$\varphi_i(x)$ – предыдущие формы колебаний от 1-й до $n - 1$, обчислені по (2.13);

α_n , β_n – коефіцієнти, що визначаються за умов динамічної врівноваженості сил інерції в КС при коливаннях як безопорної балки (умови замикання внутрішніх зусиль $Q_{ін}$ и $M_{ін}$ у кінцевих перерізах КС) [1], [2], [5]

$$\left. \begin{aligned} \int_0^L m_{\Sigma n}(x) \cdot \tilde{\varphi}_n(x) dx &= 0, \\ \int_0^L m_{\Sigma n}(x) \cdot x \cdot \tilde{\varphi}_n(x) dx &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

$\psi_n(x)$ — форма коливань безопорної призматичної балки для n -го тону [6], геометричні характеристики якої відповідають поперечному перерізу міделя судна

$$\left. \begin{aligned} \psi_n(x) &= A_n [(ch(k_n L) - \cos(k_n L)) \cdot (sh(k_n x) + \sin(k_n x)) - \\ &\quad - (sh(k_n L) - \sin(k_n L)) \cdot (ch(k_n x) + \cos(k_n x))]; \\ k_n &= \sqrt[4]{\frac{m \cdot \lambda_n^2}{EI}}; \quad \lambda_n = \frac{\chi_n^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}; \quad m = \rho F; \\ \chi_n &= \frac{\pi}{2} (2(n+1) - 1); \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

де A_n – безрозмірний коефіцієнт, що перебуває з умови нормування [2, (400)]

$$\int_0^L \psi(x)^2 dx = 1, \quad (2.19)$$

m – погонна маса призматичної балки, кг/м;

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

$F = 0,7433 \text{ м}^2$ – найбільша площа поперечного перерізу ЕБ КС, м^2 ;

I – головний центральний момент інерції поперечного перерізу відповідного перерізу найбільшої площі відносно головної центральної осі, яка поперечна до площини в якій відбуваються згинальні коливання, м^4 ;

Форма коливань для 1-го тону $\varphi_1(x)$ визначається виразом (2.14), оскільки попередні тони відсутні.

Форма коливань для тонів від 2-го та вище $\varphi_n(x)$, $n = 2, 3, \dots, +\infty$ визначається виразом (2.13). Попередні дослідження показали, що коефіцієнти ортогоналізації $\delta_{n,i}$ (2.15), із наведеними сумарними масами (2.16), знайдені за методикою В.В. Давидова та А.А. Курдюмова практично однакові з різницею менше

1%. Тому для подальших обчислень прийнято обчислення $\delta_{n,i}$ із сумарними приєднаними масами (2.16) за методикою В.В. Давидова, оскільки обчислення в такому випадку простіше за забезпечення тієї ж точності.

2.3 Обчислення погонних мас корпусу судна

Погонні маси були визначені на основі вихідних даних, буксиру Т3500. Вихідні дані являють собою масову таблицю статей навантаження та креслення загального розташування, розбиття на секції та ін., за якими можна визначити початок, кінець та протяжність окремого взятого елемента КС та наближено (де це можливо чи очевидно) з'ясувати закон розподілу мас цього елемента вздовж довжини судна. Для обробки результатів масової таблиці із застосуванням допоміжних креслень згаданих вище з метою побудови закону розподілених мас уздовж довжини судна був створений спеціальний алгоритм.

Елемент статті навантаження подано типом з такими полями

$$\text{елемент}_{\text{КС}} = \{M; f(x); x_G; x_{\text{BEGIN}}; x_{\text{END}}\}, \quad (2.20)$$

де M – маса елемента статті навантаження, кг;

$f(x)$ – закон розподілу мас цього елемента в межах своєї довжини у загальній системі координат, пов'язаної з кораблем, кг/м;

x_G – становище ЦТ цього елемента, м;

x_{BEGIN} – початок елемента статті навантаження у загальній системі координат, м;

x_{END} – кінець елемента статті навантаження у загальній системі координат, м.

Якщо визначення закону $f(x)$ з (2.20) ускладнене чи неможливе, то закон $f(x)$ вважається лінійним $f(x) = kx + b$, де постійні k, b можуть бути легко визначені, знаючи $M, x_G, x_{\text{BEGIN}}, x_{\text{END}}$ (див. соотв. курси теоретичної механіки для ВНЗ). Якщо протяжність елемента статті навантаження дуже мала порівняно з довжиною КС, цей елемент належить *точковою масою* якого $x_G = x_{\text{BEGIN}} = x_{\text{END}}$, а $f(x)$ не використовується. Якщо елемент статті навантаження протяжний $x_{\text{BEGIN}} < x_{\text{END}}$, а $f(x)$ визначений, цей елемент назовемо *протяжний елемент* вздовж довжини

судна. Використовується ступінчаста апроксимація масової кривої вздовж судна. У межах кожної шпації маса належить постійної. Для всіх шпацій обчислюються їх повні маси, кг (не розподілені).

Обчислення повної маси в межах однієї довільної шпації можна коротко описати в такий спосіб. Для окремо взятої i -ї шпації спочатку виставляються межі шпації: початок x_i^{begin} і кінець x_i^{end} у глобальній системі координат. Потім перебираються усі елементи *масової таблиці*. Якщо x_G *точкової маси* потрапляє у межі даної шпації, то ця точкова маса додається до маси даної шпації. Якщо ж елемент статті навантаження є *протяжним елементом*, то x_{BEGIN} , x_{END} і x_i^{begin} , x_i^{end} перевіряється зв'язок цього елемента зі шпацією, а якщо цей зв'язок встановлений, то визначаються межі інтегрування для закону $f(x)$, щоб знайти масу від даного *протяжного елемента* в межах аналізованої шпації і додати її до маси шпації.

Нижче представлена масова таблиця, елементи якої оформлені згідно (2.20) для певного розрахункового стану №1 (РС№1), який відповідає повному завантаженню судна.

Таблиця 2.1 – Масова таблиця по елементам для судна при повному завантаженні

№ п/п	Назва елемента статті навантаження	Маса елемента M , кг	Абсциса центра ваги x_G , м	Початок елемента, x_{BEGIN} , м	Кінець елемента, x_{END} , м
	Судно порожнем				
1	Секція 1014(1013)	7,3	1,411	0	2,4
2	Секція 1012(1011)	4,3	3,811	2,4	4,65
3	Секція 2014(2013)	19,6	7,5	4,65	10,7
4	Секція 2012(2011)	19,6	7,8	4,65	10,7
5	Секція 2024(2023)	18,1	14,2	10,7	17,4
6	Секція 2022(2021)	14,4	13,9	10,7	17,4
7	Секція 2032(2031)	22,2	20,8	17,4	24,4
8	Секція 2034(2033)	15,8	20,6	17,4	24,4
9	Секція 2041,2042,2043	1,2	16,315	6,6	24,755
10	Секція 3011	3,5	25,9	24,4	28,564
11	Секція 3012	10,34	28,5	24,4	29,65
12	Секція 4001 Основна надбудова	14,8	19,57	11	23,65

№ п/п	Назва елемента навантаження	Маса елемента M , кг	Абсциса центра ваги x_G , м	Початок елемента, x_{BEGIN} , м	Кінець елемента, x_{END} , м
13	Секція 4002 Кожухи труб	3,1	13,222	10,45	13,75
14	Секція 4011 Рубка	4,3	17,3	14,85	19,856
15	Зовнішня обшивка	62	15,295	0	29,7
16	Щогла	1,8	18		
17	Кілі скег	3,2	16,334		
18	Фальшборт	12,5	16,6	0	29,7
19	Фундаменти	12	16,334	0	29,7
20	Сварка	3,5	16,6	0	29,7
21	Дільні речі	9,36	14,84	14,85	23,65
22	Лінолеум	0,29	20,81		
23	Мастика	2,94	20,15	14,85	23,65
24	Резинові доріжки	0,03	17,16		
25	Кераміка	0,75	19,08		
26	Окраска	2,73	15,29	0	29,7
27	Ізоляція	4,75	16,27	14,85	23,65
28	Зашивки	8,99	19,92	14,85	23,65
29	Обладнання приміщень, постів	5,4	20,87	14,85	23,65
30	Якоря станові ПДС 360	0,72	28,1		
31	Якірні ланцюги 19мм (275 м)	2,25	26,6		
32	Стопори	0,1	26,6		
33	Кнехти носові	0,22	25,44		
34	Кнехти кормові	0,22	4,5		
35	Швартовні канати	0,222	23,7		
36	Лебідка носова	12	26,1	25,3	27,5
37	Бітенг кормовий	4,5	10,56	9,9	10,725
38	Лебідка кормова	17	12,65	11,55	13,475
39	Бітенг носовий	3	28,42	28,05	28,6
40	Пал підпалубний	0,25	1,65		
41	Гак буксирний	0,8	9,2		
42	Рол кормовий	0,35	0,14		
43	Рятувальні плоті із кріпленням	0,49	15,88		
44	Кран гідравлічний	1,81	10,74		
45	Шлюпка з ложементами	0,15	13,05		
46	Кранець носовий	5,9	28,1	23,1	29,7
47	Кранці бортові	2,95	13,82	4,4	23,1
48	Кранець кормовий	2,42	1,15	0	4,4
49	Кранці бортові (автошини) + кріплення	1,31	14,4	4,4	23,1
50	Щогла сигнальна з рангоутом і такелажем	1	16,3		
51	Щити бортових ліхтарів	0,092	16,8		

№ п/п	Назва елементу статті навантаження	Маса елемента M , кг	Абсциса центра ваги x_G , м	Початок елемента, x_{BEGIN} , м	Кінець елемента, x_{END} , м
52	Лесрний пристрій	1	14,8		
53	Т3500-360065-001=Донно- бортова арматура та обладнання кінгстонних ящиків	1,3	15,22	0	29,7
54	Т3500-360065-007=Баластна система.	2,05	14,3		
55	Т3500-360065-006 =Система осушувальна	0,73	15,4		
56	Т3500-360065-008=Система збору та видачі нафтовмісних вод.	0,205	12,1		
57	Т3500-360065-002=Система водяного пожежогасіння.	0,6	18,43		
58	Т3500-360065-003=Система вуглекислотного пожежогасіння прим. МО	0,06	15,95		
59	Т3500-360065-018=Система спеціальна водопогасіння	2,5	17,2		
60	Т3500-360065-019=Система водяних завіс та зрошення	0,15	17,5		
61	Т3500-360065-009 =Система побутового водопостачання	0,8	21,2		
62	Т3500-360065-010=Система стічна	1,35	19,2		
63	Т3500-360065-016=Шпігати відкритих палуб	0,2	15,95		
64	Т3500-360065-011=Повітряно- вимірювальні труби СЕУ та ОСС	1,6	16,5		
65	Т3500-360065-017=Система повітря госппотреб	0,08	17,6		
66	Т3500-360065-012=Система загальносудинної вентиляції.	2,33	20,4		
67	Т3500-360065-013=Система кондиціювання повітря	0,5	21,9		
68	Т3500-360065-014=Система охолодження кондиціонера	0,205	15,4		
69	Т3500-360065-015=Система водяного обігріву	0,655	14,5		
70	Т3500-360065-004=Система об'ємного аерозольного	0,06	14,3		

№ п/п	Назва елементу статті навантаження	Маса елемента M , кг	Абсциса центра ваги x_G , м	Початок елемента, x_{BEGIN} , м	Кінець елемента, x_{END} , м
	пожежогасіння в МКО				
71	Допоміжний дизель-генератор D9A MG HE (ВДГ) №1 Нел. = 168 кВт	2,48	9,35	7,7	10,45
72	Допоміжний дизель-генератор D9A MG HE (ВДГ) №1 Нел. = 168 кВт	2,48	9,35	7,7	10,45
73	Головний двигун №1, 12V4000M53 Ne=1380 кВт	7,774	14,1	12,375	15,4
74	Головний двигун (ДД) №2, 12V4000M53 Ne=1380 кВт	7,774	14,1	12,375	15,4
75	Винторульова колонка (ВРК) №1 US 205P20 CP з гвинтом регульованого кроку Ø 2200 мм	16,5	3,56	2,2	4,95
76	Винторульова колонка (ВРК) №2 US 205P20 CP з гвинтом регульованого кроку Ø 2200 мм	16,5	3,56	2,2	4,95
77	Гідроблок управління ВРК №1	0,21	2,2		
78	Гідроблок управління ВРК №2	0,21	2,2		
79	Пластинчастий утилізаційний теплообмінник, що окремо стоїть, №1, N=40 кВт	0,05	15,26		
80	Пластинчастий утилізаційний теплообмінник, що окремо стоїть, №2, N=40 кВт	0,05	15,26		
81	Тепловентилятор водяний N=6 кВт, P=0,2 МПа	0,032	16,28		
82	Тепловентилятор водяний N=6 кВт, P=0,2 МПа	0,032	9,63		
83	Тепловентилятор водяний N=6 кВт, P=0,2 МПа	0,032	9,63		
84	Тепловентилятор водяний N= 5 кВт, P=0,2 МПа	0,032	2,23		
85	Тепловентилятор водяний N=5 кВт, P=0,2 МПа	0,032	2,23		
86	Допоміжний водогрійний автоматизований котлоагрегат N=70 кВт	0,39	16,86		
87	Електронасос циркуляційний системи опалення №1, Q=8м3/год, P=0,2 МПа	0,028	17,9		

№ п/п	Назва елементу статті навантаження	Маса елемента M , кг	Абсциса центра ваги x_G , м	Початок елемента, x_{BEGIN} , м	Кінець елемента, x_{END} , м
88	Електронасос циркуляційної системи опалення №2, $Q=8\text{ м}^3/\text{год}$, $P=0,2\text{ МПа}$	0,028	17,9		
89	Блок сепаратора палива	0,1	10,6		
90	Насос заповнення цистерни палива АСДГ $Q=0,7\text{ м}^3/\text{год}$, $P=0,2\text{ МПа}$	0,052	17,942		
91	Електронасос перекачування палива $Q=10\text{ м}^3/\text{год}$, $P=0,3\text{ МПа}$	0,075	9,425		
92	Ручний насос для зачистки паливних цистерн Fig. 950 SIZE 1	0,006	17,95		
93	Компресор повітря госппотреб з балоном $V=65\text{ л}$, $Q=15\text{ м}^3/\text{год}$, $P=10\text{ кг/см}^2$	0,25	17,34		
94	Електронасос видачі нафтозалишків $Q=3,0\text{ м}^3/\text{год}$, $P=0,4\text{ МПа}$	0,03	16,3		
95	Електронасос перекачування олії, переносний $Q=1\text{ м}^3/\text{год}$, $P=0,2\text{ МПа}$	0,035	5,243		
96	Цистерна запасу олії ГД/ДГ, $V=300/100\text{ літрів}$	0,33	14,362		
97	Цистерна напірна олії ВРК №1, $V=30\text{ літрів}$	0,045	14,305		
98	Цистерна напірна олії ВРК №2, $V=30\text{ літрів}$	0,045	14,305		
99	Електронасос перекачування нафтовмісних вод, що самоусмоктує $Q=4,0\text{ м}^3/\text{год}$, $P=0,6\text{ МПа}$	0,065	16,8		
100	Ежектор осушення $Q=10\text{ м}^3/\text{год}$.	0,02	14,5		
101	Баластний самоусмоктуючий відцентровий електронасос (насос аварійного осушення МО) $Q=30\text{ м}^3/\text{год}$, $P=0,5\text{ МПа}$	0,12	10,065		
102	Головний стаціонарний пожежно-осушувальний, відцентровий самовсмоктувальний	0,12	16,26		

№ п/п	Назва елементу статті навантаження	Маса елемента M , кг	Абсциса центра ваги x_G , м	Початок елемента, x_{BEGIN} , м	Кінець елемента, x_{END} , м
	електронасос.				
103	Стационарний пожежно-осушувальний, відцентровий самовсмоктувальний електронасос	0,12	20,25		
104	Насос системи зовнішнього пожежогасіння (навішений на ГД №1) $Q=500$ м ³ /год; $P = 11$ бар	0,65	15,63		
105	Насос системи зовнішнього пожежогасіння (навішений на ДД №2) $Q=500$ м ³ /год; $P = 11$ бар	0,65	15,63		
106	Вуглекислотне гасіння глушників (1 вогнегасник $V=7$ л)	0,03	15,6		
107	Гасіння витяжного каналу камбуза (1 балон $V=5$ л)	0,02	15,6		
108	Муфта роз'єднувальна навішеного пожежного насоса ГД №1	0,2	15,14		
109	Муфта роз'єднувальна навішеного пожежного насоса ГД №2	0,2	15,14		
110	Гідроблок муфти роз'єднувальної навісного пожежного насоса ГД №1	0,05	17,81		
111	Гідроблок муфти роз'єднувальної навісного пожежного насоса ГД №2	0,05	17,81		
112	Електроventилятор вдувний двошвидкісний, реверсивний АХВ-AL630-6/20, $Q = 25000/12500$ м ³ /год;	0,08	11,05		
113	$H=800$ Па	0,08	11,05		
114	Електроventилятор вдувний двошвидкісний, реверсивний RXV-AL630-9/16, $Q=25000/12500$ м ³ /год;	0,014	13,3		
115	$H=800$ Па	0,014	6,157		
116	Електроventилятор радіальний	0,027	3,71		

№ п/п	Назва елементу статті навантаження	Маса елемента M , кг	Абсциса центра ваги x_G , м	Початок елемента, x_{BEGIN} , м	Кінець елемента, x_{END} , м
	витажний EHND 225-2 Q=250 м3/год; P=630 Па				
117	Електроventильатор радіальний витажний EHND 225-2 Q=250 м3/год; P=630 Па	0,027	3,71		
118	Електроventильатор радіальний вдувний EHND 280-2, Q=600 м3/год; P=630 Па	0,32	17,34		
119	Електроventильатор радіальний вдувний EHND 280-2, Q=600 м3/год; P=630 Па	0,025	15,85		
120	Компресорно-конденсатний агрегат системи ВКВ ВОР-40 N=41 кВт фірми Хладотехника	0,045	15,85		
121	Електронасос циркуляції холодоносія, відцентровий Q=10 м3/год; P=0,25 МПа	0,05	15,9		
122	Розширювальний мембранний бак V=40 л, P=0,2 МПа	0,07	15,68		
123	Електронасос охолодження ВРК забортною водою Q=14 м3/год	0,07	4,692		
124	Електронасос охолодження ВРК та блоку гідравліки лебідки забортною водою Q=24 м3/ч	0,07	4,692		
125	Підігрівач попереднього прогріву ГД №1	0,023	12		
126	Підігрівач попереднього прогріву ГД №2	0,023	12		
127	Пластинчастий водяний нагрівач N=23кВт	0,05	15,26		
128	Установка антибактеріальна Q=3 м3/год, N=40Вт	0,02	22,12		
129	Установка антибактеріальна Q=3 м3/год, N=40Вт	0,02	21,6		
130	Установка антибактеріальна Q=3 м3/год, N=40Вт	0,02	22,12		
131	Установка антибактеріальна Q=3 м3/год, N=40Вт	0,02	21,6		
132	Гідрофор прісної питної води	0,1	21,3		

№ п/п	Назва елементу статті навантаження	Маса елемента M , кг	Абсциса центра ваги x_G , м	Початок елемента, x_{BEGIN} , м	Кінець елемента, x_{END} , м
133	Гідрофор прісної миття води	0,1	21,3		
134	Підігрівник миття води ємнісний, електричний (бойлер) №1 V=150 л	0,038	20,91		
135	Підігрівник миття води ємнісний, електричний (бойлер) №1 V=150 л	0,038	20,39		
136	Нагрівач питної води ємнісний, електричний (бойлер) №2 V=50 л	0,015	18,1		
137	Електронасос стічних вод горизонтальний, відцентровий Q=6 м3/год, P=0,2 МПа	0,05	20,075		
138	Насос перекачування прісної води Q=10 м3/год.	0,036	22,3		
139	Ежектор стічних вод Q=10 м3/год	0,01	21,6		
140	Іскрогасник водогрійного котла SA Ду200	0,053	12,6		
141	Глушник-іскрогасник ГД №1 Ду350	0,415	13,143		
142	Глушник-іскрогасник ГД №2 Ду350	0,415	13,143		
143	Глушник-іскрогасник ВДГ №1 Ду175	0,22	12		
144	Глушник-іскрогасник ВДГ №2 Ду175	0,22	12		
145	Верстат свердлильний	0,022	5,55		
146	Верстат точно- шліфувальний	0,02	6,75		
147	Тиски	0,02	5,3		
148	Силовий гідроблок лебідок	2,2	13		
149	Силовий гідроблок вантажного крана	0,315	6,82		
150	Гідроблок буксирного гака	0,15	14,39		
151	Волопровід ВРК №1 з опорними підшипниками	0,76	8,75	4,675	12,1
152	Волопровід ВРК №1 з опорними підшипниками	0,76	8,75	4,675	12,1
153	ТЗ500.36064.009=Гідроприводи швидкозапірних клапанів	0,024	14,36		

№ п/п	Назва елементу статті навантаження	Маса елемента M , кг	Абсциса центра ваги x_G , м	Початок елемента, x_{BEGIN} , м	Кінець елемента, x_{END} , м
	паливних цистерн				
154	T3500.36064.003=Сис-ма розх- паливного трубопроводу ГД, ВДГ та ВК	0,5	13,75		
155	T3500.36064.008 = Система охолодження СЕУ.	3,9	12,95		
156	T3500.36064.007=Система газовихлопу ГД	1,248	13,1		
157	T3500.36064.007=Система газовихлопу ДГ	1,09	11,42		
158	T3500.36064.007=Система димоходу котла	0,56	13,9		
159	T3500.36064.005=Паливна система. Трубопр. прийому, перекачування палива	0,905	13,435		
160	T3500.36064.011=Система вентиляції МО.	0,85	11		
161	T3500.36064.006=Система масляна.	0,2	8,2		
162	T3500.36064.015=Розташування протипожежного майна та аварійного посту в МКО	0,2	12,215		
163	T3500.36064.012=Розташування обладнання в пом АСДГ	2,092	16,3		
164	T3500.36064.013=Системи АСДГ	0,063	17		
165	T3500.36064.016=Силовий гідроблок лебідок	0,5	12,6		
166	T3500.36064.018=Силовий гідроблок вантажного крана	2	13,5		
167	T3500.36064.017=Силовий гідроблок буксирного крюка	0,5	14,3		
168	Трубопроводи системи гідравліки	0,25	12,9		
169	Система видачі нафтозалишків	0,105	13,75		
170	Системи контролю, регулювання, захисту.	0,06	14,85		
171	Перетворювачі.	0,1	16,2		
172	Трансформатори загальносудові.	0,27	16,8		
173	Батареї акумуляторні.	0,29	16,1		

№ п/п	Назва елементу статті навантаження	Маса елемента M , кг	Абсциса центра ваги x_G , м	Початок елемента, x_{BEGIN} , м	Кінець елемента, x_{END} , м
174	Головні, аварійні розподільні щити	1	17,3		
175	Щити розподільні	0,24	17,4		
176	Кабель	0,8	16,4		
177	Кабельні коробки	0,1	17,6		
178	Пристрої розподільні мережі освітлення	0,08	17,8		
179	Арматура освітлювальна	0,4	17,2		
180	Мережа електрогрілок	0,22	19,9		
181	Мережа вентиляції	0,09	16,3		
182	Дистанційне та автоматичне керування пристроями, системами	0,72	14,4		
183	Внутрішньосудинний зв'язок та управління	0,46	17,1		
184	Кріпильні деталі, монтажний матеріал	3,7	16,5	0	29,7
185	Радіотехнічне озброєння	0,13	17,8		
186	Засоби радіозв'язку	0,21	18		
187	Навігаційне озброєння	0,85	17,8		
188	Вода у системі побутового водопостачання	0,4	21,2		
189	Олія в системі прийому, перекачування	0,45	14,5		
190	Олія в системі гідравліки	1,315	12,24		
191	Піноутворювач	5,8	15,1	14,3	15,95
192	Вода у ГД	0,61	14,1		
193	Вода у допоміжних механізмах	0,12	13		
194	У трубах головних допоможуть. механізмів	0,84	13,8		
195	У трубах головної та допоміжної енергетичної установки	0,32	11,4		
196	У механізмах, апаратах	0,05	10,6		
197	Олія в ГД	0,53	13,8		
198	Олія в ДГР	0,092	9,55		
199	Олія у ВРК	3,87	3,53		
200	Аварійно-рятувальне майно та ПП	0,86	17,8		
201	Медико-санітарне	0,05	19,5		
202	Інше	0,2	24,2		

№ п/п	Назва елементу статті навантаження	Маса елемента M , кг	Абсциса центра ваги x_G , м	Початок елемента, x_{BEGIN} , м	Кінець елемента, x_{END} , м
	Маса судна порожнього, т	468,045			
	Змінні вантажі				
203	Цистерна палива FO-1 ПрБ	17,55	19,87	18,15	22
204	Цистерна палива FO-2 ЛБ	11,6	19,81	18,15	22
205	Цистерна палива FOO (переливн) ПрБ	0	18,97	18,15	19,8
206	Цистерна палива FO-3 ПрБ	22,95	9,62	7,15	11,55
207	Цистерна палива FO-4 ЛБ	9,35	7,05	4,95	8,8
208	Цистерна палива FO-5 ЛБ	9,35	7,05	4,95	8,8
209	Цистерна палива FOS-1 ПрБ (витратн)	4,77	7,11	4,95	8,8
210	Цистерна палива FOS-2 ЛБ (витратні)	4,77	7,11	4,95	8,8
211	Цистерна прісної води FW-1 ПрБ	14,23	25,18	24,2	26,95
212	Цистерна прісної води FW-2 ЛБ	6	23,24	22,55	24,2
213	Цистерна баластна	10	27,85	26,95	29,7
214	Екіпаж	1,52	21,65		
215	Провізія	0,87	21,4		
216	Цистерна стічних вод SG ДП	0	19,25	18,15	19,8
217	Цистерна піноутворювача FF ДП	6,93	15,13	14,3	15,95
218	Цистерна нафтовмісних вод ВО ДП	0	13,15	11,55	14,3
219	Цистерна збору протікання FD ПрБ	0	12,11	11,55	12,65
220	Фумігатори	0,15	3,85		
	Сумарна маса судна, т	588,085			

Нижче у табл. 2.2 представлено розподіл мас за шпаціями залежно від розрахункового стану.

Таблиця 2.2 – Розподіл мас за теоретичними шпаціями вздовж довжини судна

№ теоретичної шпації	Маса шпації P_i , т
1	7,029
2	8,579
3	19,292
4	22,878
5	19,822
6	17,952
7	21,660
8	26,939
9	19,960
10	24,995
11	19,788
12	35,378
13	25,953
14	36,438
15	32,836
16	25,277
17	28,307
18	28,839
19	26,368
20	25,139
21	16,467
22	14,530
23	14,398
24	19,877
25	18,601
26	18,380
27	12,824
Сумарна маса судна, т	588,505

На рисунку 2.1 нижче представлена ступінчаста діаграма розподілу мас уздовж довжини судна для РС№1 на основі таблиці 2.2.

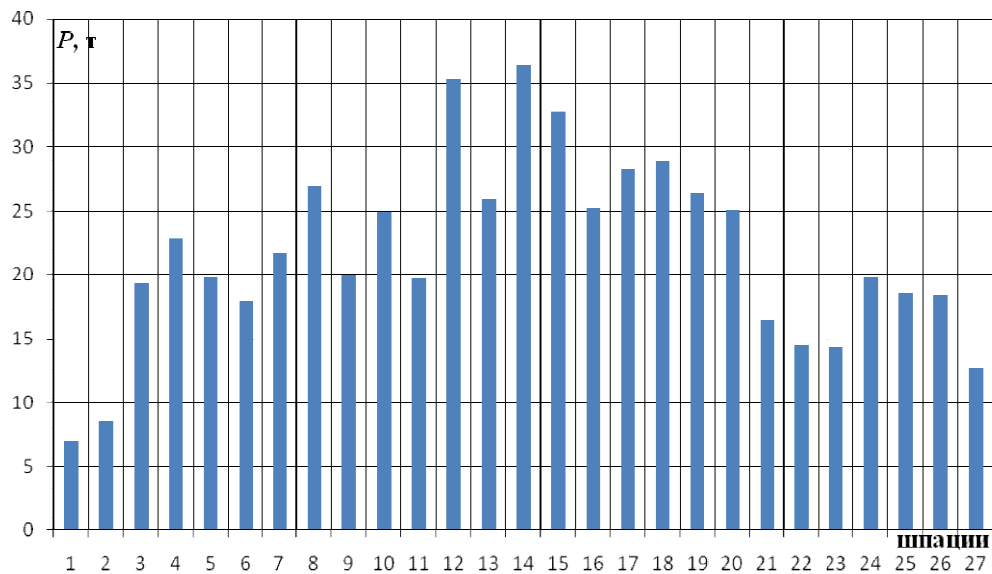


Рис. 2.1 – розподіл мас по шпациям вздовж довжини судна при повному завантаженні (РС№1), т, основі даних табл. 2.2

2.4 Удиферентування судна та визначення характеристик зануреної частини корпусу судна необхідних для розрахунку загальної вібрації

Для удиферентування судна необхідне масове навантаження, визначене в п. 2.3, а також можливість визначити площу зануреної частини шпангоуту залежно від опади для всіх шпангоутів, за якими проводиться розрахунок. Для удиферентування та розрахунку параметрів підводної частини КС використовується програма, яка на вхід приймає координати шпангоутів, абсциси розташування шпангоутів, масові навантаження по шпациям. Як було згадано вище, розрахунок проводився по 28 теоретичним шпангоутам, рівновіддаленим друг від друга з відривом 1,1м; теоретичних шпаций відповідно 27. Для кожного окремо взятого рядка (шпангоуту) інформація про шпангоут записується наступною послідовністю чисел: $x_1, y_1, x_2, y_2, \dots, x_i, y_i, \dots, x_N, y_N$, де i – номер точки, що належить обводам даного шпангоуту, N – загальна кількість точок, що належать обводам даного шпангоуту; координати кожної точки визначено щодо координатної системи

розташованої на перетині ОП і ДП судна, вісь x – горизонтальна, а вісь y – вертикальна.

Далі представлені формули, якими проводився розрахунок характеристик зануреної частини КС.

Опір рідини при коливаннях враховується у вигляді приєднаних (або віртуальних) мас рідини, що коливається разом із КС, обчислених за [1], [7]. Для вертикальної вібрації приєднані маси залежить від номера тону n коливань [1, с.149].

Розрахунок приєднаних мас води для кожного шпангоуту проводилися за формулами, представленими в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Формули для розрахунку приєднаних мас води для кожного шпангоуту при вертикальних згинальних коливаннях корпусу судна

№п/п	Найменування розрахункової величини	Розрахункова формула
1	Осадка шпангоуту, м	d
2	Ширина шпангоуту повна, м	b
3	Коефіцієнт повноти шпангоуту	β
4	Щільність води, кг/м ³	$\rho = 1025$
5	Коефіцієнт	$\lambda = \frac{2d}{b}$
6	Коефіцієнт	$\alpha = 1,5(1 + \lambda)$ $- 0,5 \sqrt{1 + 10\lambda + \lambda^2 - \frac{32\lambda\beta}{\pi}}$
7	Поправочний коефіцієнт, що враховує відступ реальної форми поперечного перерізу судна від еліпса при вертикальних коливаннях	$c_B = (\lambda - \alpha)(\lambda - \alpha + 1) + 1$
8	Приєднана маса на одиницю довжини судна за плоского обтікання для вертикальних коливань, кг/м	$\mu_B^* = \frac{\pi}{2} \rho \left(\frac{b}{2}\right)^2 c_B$
9	Номер тону головних вільних коливань (ГБК)	$n = 1, 2, \dots, 4$
10	Коефіцієнт, що враховує тривимірні ефекти перетікання води вздовж корпусу судна, що залежить від номера тону n , для вертикальних коливань	k_B^n по табл. 5.1, с.149 [1]
11	Погонна приєднана маса, яка залежить від номера тону n , при вертикальних коливаннях з урахуванням всіх коефіцієнтів поправки, кг/м	$\mu_B^n = \mu_B^* k_B^n$

Приєднані маси води при вертикальних коливаннях можна порівняти з масою судна [5].

Масове навантаження КС по шпаціям потрібно перерахувати на масове навантаження по шпангоутах. Це необхідно для розрахунку сумарних мас. Перерахунок масового навантаження КС із навантаження по шпаціям до навантаження по шпангоутам проводиться за формулами

$$\left. \begin{aligned} m_1^f &= \frac{P_1}{2s}, & m_i^f &= \frac{P_{i-1} + P_i}{2s}, & i &= 2, 3, \dots, M \\ m_N^f &= \frac{P_M}{2s}, & N &= M + 1 \end{aligned} \right\} \quad (2.22)$$

де m_i^f – розподілена маса вагового навантаження КС припадає на i -й шпангоут, кг/м;

P_i – маса, що припадає i -у шпацію, кг;

$N = 28$ – кількість теоретичних шпангоутів;

$M = 27$ – кількість теоретичних шпацій;

$s = 1,1$ м – розмір теоретичної шпації.

Сумарна маса $m_{\Sigma i}$, кг/м, що припадає на i -й довільний шпангоут знаходиться за формулою

$$m_{\Sigma i} = m_i^f + \mu_i, \quad (2.23)$$

де μ_i – приєднана маса води для вертикальних згинальних коливань, обчислена за формулами табл. 2.3.

Для зменшення трудомісткості розрахунку загальної вібрації та забезпечення більшої прозорості та ясності його, масив погонних мас КС від вагового навантаження m_i^f та масив сумарних мас $m_{\Sigma i}$ (2.23) були представлені рядами Фур'є за косинусами-синусами за системою лінійних функцій між точками даних. Для забезпечення достатньої точності апроксимації було взято 15 членів Фур'є.

Вирази рядів Фур'є представлені у табл. 2.4, 2.5. У табл. 2.4, 2.5 для виразів ряду Фур'є введені такі позначення: $h_p = 14,85$ напівперіод, $p_i = \pi = 3,14 \dots$ – число π , x відраховується від 0-го шпангоуту корми.

Таблиця 2.4 – Вирази рядів Фур'є, що апроксимують погонні маси від вагового навантаження

№ РС	Вираз ряду Фур'є
1	$\begin{aligned} & \text{shipHullDistributedMass_fourierCosSin_15} := (x) \rightarrow 1,965e+04 - \\ & 7626 * \cos(1 * \pi * x / hp) + 123,7 * \sin(1 * \pi * x / hp) + 170,6 * \cos(2 * \pi * x / hp) + 903,9 * \sin(2 * \pi * x / hp) - \\ & 1579 * \cos(3 * \pi * x / hp) - 1098 * \sin(3 * \pi * x / hp) - 983,2 * \cos(4 * \pi * x / hp) - 1693 * \sin(4 * \pi * x / hp) - \\ & 2369 * \cos(5 * \pi * x / hp) - 165,8 * \sin(5 * \pi * x / hp) - 551,4 * \cos(6 * \pi * x / hp) - \\ & 663,2 * \sin(6 * \pi * x / hp) + 19,45 * \cos(7 * \pi * x / hp) - \\ & 730 * \sin(7 * \pi * x / hp) + 70,94 * \cos(8 * \pi * x / hp) + 86,36 * \sin(8 * \pi * x / hp) - 284,6 * \cos(9 * \pi * x / hp) - \\ & 376,4 * \sin(9 * \pi * x / hp) - 217,7 * \cos(10 * \pi * x / hp) + 169 * \sin(10 * \pi * x / hp) - 167,7 * \cos(11 * \pi * x / hp) - \\ & 306,4 * \sin(11 * \pi * x / hp) - 127,4 * \cos(12 * \pi * x / hp) + 57,02 * \sin(12 * \pi * x / hp) - 191,4 * \cos(13 * \pi * x / hp) - \\ & 64,56 * \sin(13 * \pi * x / hp) - 165,1 * \cos(14 * \pi * x / hp) - 59,83 * \sin(14 * \pi * x / hp) - 81,51 * \cos(15 * \pi * x / hp) - \\ & 137,1 * \sin(15 * \pi * x / hp) \end{aligned}$

Таблиця 2.5 – Вирази рядів Фур'є, що апроксимують сумарні погонні маси

№ РС	№ тону	Вираз ряду Фур'є
1	1-й вертикальних коливань	$\begin{aligned} & \text{totalMassVertical_tone_1_fourierCosSin_15} := (x) \rightarrow 3,921e+04 - \\ & 1,944e+04 * \cos(1 * \pi * x / hp) + 4129 * \sin(1 * \pi * x / hp) - \\ & 3206 * \cos(2 * \pi * x / hp) + 3776 * \sin(2 * \pi * x / hp) - 3347 * \cos(3 * \pi * x / hp) - 393,5 * \sin(3 * \pi * x / hp) - \\ & 2219 * \cos(4 * \pi * x / hp) - 1590 * \sin(4 * \pi * x / hp) - 3136 * \cos(5 * \pi * x / hp) - 316,5 * \sin(5 * \pi * x / hp) - \\ & 997,2 * \cos(6 * \pi * x / hp) - 909,9 * \sin(6 * \pi * x / hp) - 198,5 * \cos(7 * \pi * x / hp) - 1005 * \sin(7 * \pi * x / hp) - \\ & 13,41 * \cos(8 * \pi * x / hp) - 168,6 * \sin(8 * \pi * x / hp) - 278,1 * \cos(9 * \pi * x / hp) - 582,6 * \sin(9 * \pi * x / hp) - \\ & 159,5 * \cos(10 * \pi * x / hp) + 15,79 * \sin(10 * \pi * x / hp) - 79,52 * \cos(11 * \pi * x / hp) - \\ & 410,1 * \sin(11 * \pi * x / hp) - 27,97 * \cos(12 * \pi * x / hp) - 0,7158 * \sin(12 * \pi * x / hp) - \\ & 96,48 * \cos(13 * \pi * x / hp) - 82,65 * \sin(13 * \pi * x / hp) - 83,19 * \cos(14 * \pi * x / hp) - \\ & 44,23 * \sin(14 * \pi * x / hp) - 17,9 * \cos(15 * \pi * x / hp) - 100,2 * \sin(15 * \pi * x / hp) \end{aligned}$
	2-й вертикальних коливань	$\begin{aligned} & \text{totalMassVertical_tone_2_fourierCosSin_15} := (x) \rightarrow 3,866e+04 - \\ & 1,91e+04 * \cos(1 * \pi * x / hp) + 4015 * \sin(1 * \pi * x / hp) - \\ & 3110 * \cos(2 * \pi * x / hp) + 3694 * \sin(2 * \pi * x / hp) - 3296 * \cos(3 * \pi * x / hp) - 413,5 * \sin(3 * \pi * x / hp) - \\ & 2184 * \cos(4 * \pi * x / hp) - 1593 * \sin(4 * \pi * x / hp) - 3114 * \cos(5 * \pi * x / hp) - 312,2 * \sin(5 * \pi * x / hp) - \\ & 984,5 * \cos(6 * \pi * x / hp) - 902,9 * \sin(6 * \pi * x / hp) - 192,3 * \cos(7 * \pi * x / hp) - 997,4 * \sin(7 * \pi * x / hp) - \\ & 11,01 * \cos(8 * \pi * x / hp) - 161,4 * \sin(8 * \pi * x / hp) - 278,3 * \cos(9 * \pi * x / hp) - 576,7 * \sin(9 * \pi * x / hp) - \\ & 161,1 * \cos(10 * \pi * x / hp) + 20,15 * \sin(10 * \pi * x / hp) - 82,03 * \cos(11 * \pi * x / hp) - \\ & 407,1 * \sin(11 * \pi * x / hp) - 30,8 * \cos(12 * \pi * x / hp) + 0,9278 * \sin(12 * \pi * x / hp) - \\ & 99,19 * \cos(13 * \pi * x / hp) - 82,13 * \sin(13 * \pi * x / hp) - 85,52 * \cos(14 * \pi * x / hp) - \\ & 44,68 * \sin(14 * \pi * x / hp) - 19,71 * \cos(15 * \pi * x / hp) - 101,2 * \sin(15 * \pi * x / hp) \end{aligned}$

№ РС	№ тону	Вираз ряду Фур'є
	3-й вертикальних коливань	$\begin{aligned} \text{totalMassVertical_tone_3_fourierCosSin_15} = & (x) \rightarrow 3,647e+04 - \\ & 1,778e+04 * \cos(1 * \pi * x / hp) + 3567 * \sin(1 * \pi * x / hp) - \\ & 2732 * \cos(2 * \pi * x / hp) + 3373 * \sin(2 * \pi * x / hp) - 3099 * \cos(3 * \pi * x / hp) - 492,3 * \sin(3 * \pi * x / hp) - \\ & 2045 * \cos(4 * \pi * x / hp) - 1604 * \sin(4 * \pi * x / hp) - 3029 * \cos(5 * \pi * x / hp) - 295,3 * \sin(5 * \pi * x / hp) - \\ & 934,6 * \cos(6 * \pi * x / hp) - 875,3 * \sin(6 * \pi * x / hp) - 167,9 * \cos(7 * \pi * x / hp) - 966,6 * \sin(7 * \pi * x / hp) - \\ & 1,575 * \cos(8 * \pi * x / hp) - 132,8 * \sin(8 * \pi * x / hp) - 279 * \cos(9 * \pi * x / hp) - 553,7 * \sin(9 * \pi * x / hp) - \\ & 167,7 * \cos(10 * \pi * x / hp) + 37,29 * \sin(10 * \pi * x / hp) - 91,9 * \cos(11 * \pi * x / hp) - \\ & 395,5 * \sin(11 * \pi * x / hp) - 41,91 * \cos(12 * \pi * x / hp) + 7,386 * \sin(12 * \pi * x / hp) - \\ & 109,8 * \cos(13 * \pi * x / hp) - 80,11 * \sin(13 * \pi * x / hp) - 94,68 * \cos(14 * \pi * x / hp) - \\ & 46,42 * \sin(14 * \pi * x / hp) - 26,83 * \cos(15 * \pi * x / hp) - 105,3 * \sin(15 * \pi * x / hp) \end{aligned}$
	4-й вертикальних коливань	$\begin{aligned} \text{totalMassVertical_tone_4_fourierCosSin_15} = & (x) \rightarrow 3,541e+04 - \\ & 1,714e+04 * \cos(1 * \pi * x / hp) + 3350 * \sin(1 * \pi * x / hp) - \\ & 2549 * \cos(2 * \pi * x / hp) + 3217 * \sin(2 * \pi * x / hp) - 3003 * \cos(3 * \pi * x / hp) - 530,5 * \sin(3 * \pi * x / hp) - \\ & 1979 * \cos(4 * \pi * x / hp) - 1610 * \sin(4 * \pi * x / hp) - 2987 * \cos(5 * \pi * x / hp) - 287,2 * \sin(5 * \pi * x / hp) - \\ & 910,5 * \cos(6 * \pi * x / hp) - 861,9 * \sin(6 * \pi * x / hp) - 156,1 * \cos(7 * \pi * x / hp) - \\ & 951,7 * \sin(7 * \pi * x / hp) + 2,995 * \cos(8 * \pi * x / hp) - 119 * \sin(8 * \pi * x / hp) - 279,4 * \cos(9 * \pi * x / hp) - \\ & 542,5 * \sin(9 * \pi * x / hp) - 170,8 * \cos(10 * \pi * x / hp) + 45,59 * \sin(10 * \pi * x / hp) - \\ & 96,68 * \cos(11 * \pi * x / hp) - 389,9 * \sin(11 * \pi * x / hp) - \\ & 47,3 * \cos(12 * \pi * x / hp) + 10,51 * \sin(12 * \pi * x / hp) - 115 * \cos(13 * \pi * x / hp) - \\ & 79,13 * \sin(13 * \pi * x / hp) - 99,12 * \cos(14 * \pi * x / hp) - 47,27 * \sin(14 * \pi * x / hp) - \\ & 30,27 * \cos(15 * \pi * x / hp) - 107,3 * \sin(15 * \pi * x / hp) \end{aligned}$

2.5 Визначення геометричних характеристик поперечних перерізів корпусу судна та їх апроксимація

Для розрахунку загальної вібрації необхідно знати закони основних центральних моментів інерції та площі поперечних перерізів по довжині судна. Для цього було обчислено геометричні характеристики кількох поперечних перерізів, які потім апроксимовані рядами Фур'є по системах лінійних функцій між точками (значеннями).

Були обчислені геометричні характеристики кількох поперечних перерізів еквівалентного бруса (ЕБ), а саме 7-го, 23-го, 34-го, 47-го шпангоутів, схеми яких показані на малюнках 4÷7 нижче (кожний шпангоут у своєму масштабі). Плавні криві обводи замінили ламаними прямими лініями, які вважаються прямокутниками. На рис. 4÷7 у дужках вказані точки: ламаних, прикріплення зварних таврів, монтажних стиків, центрів кіл

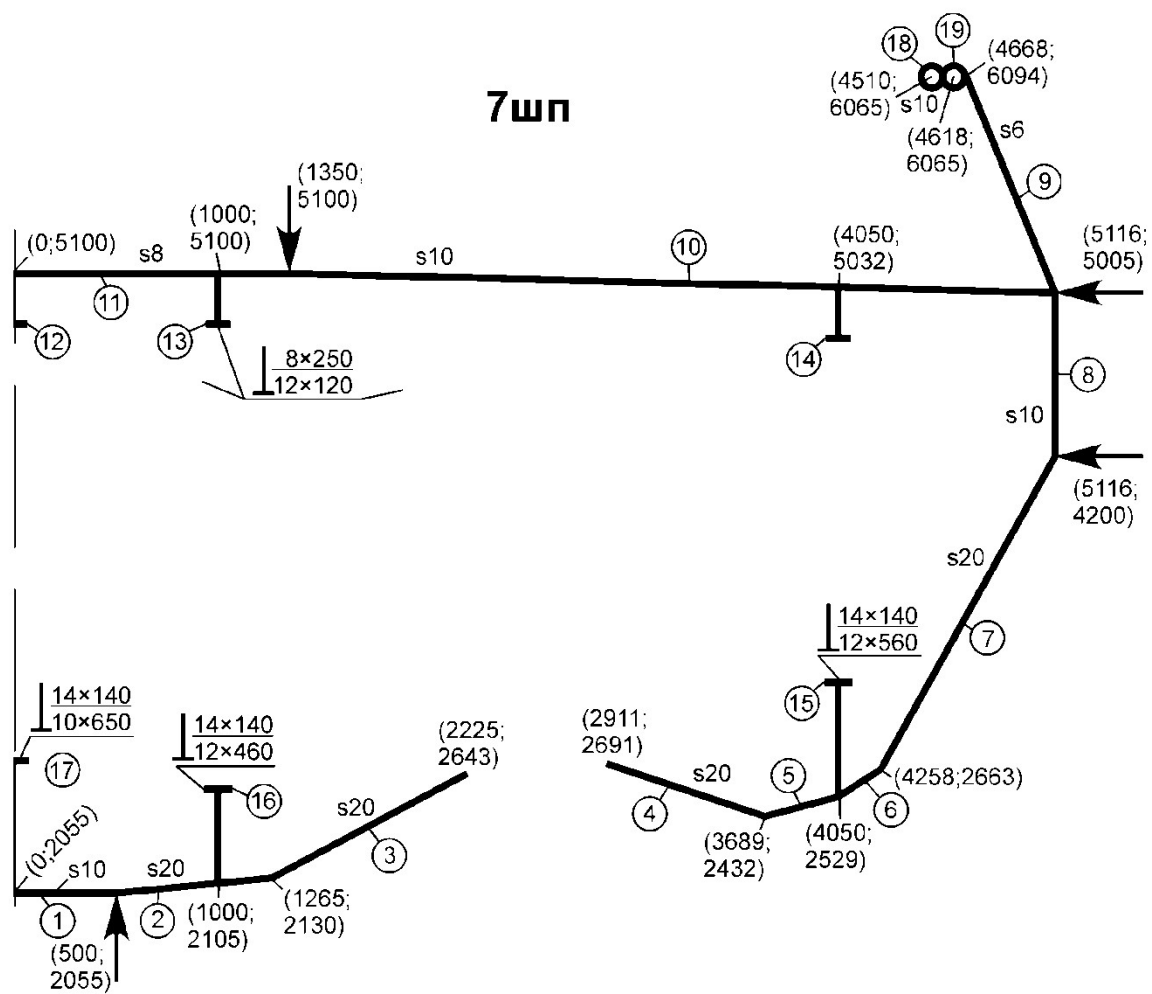


Рис. 2.2 – Схема 7-го шпангоута ЕБ

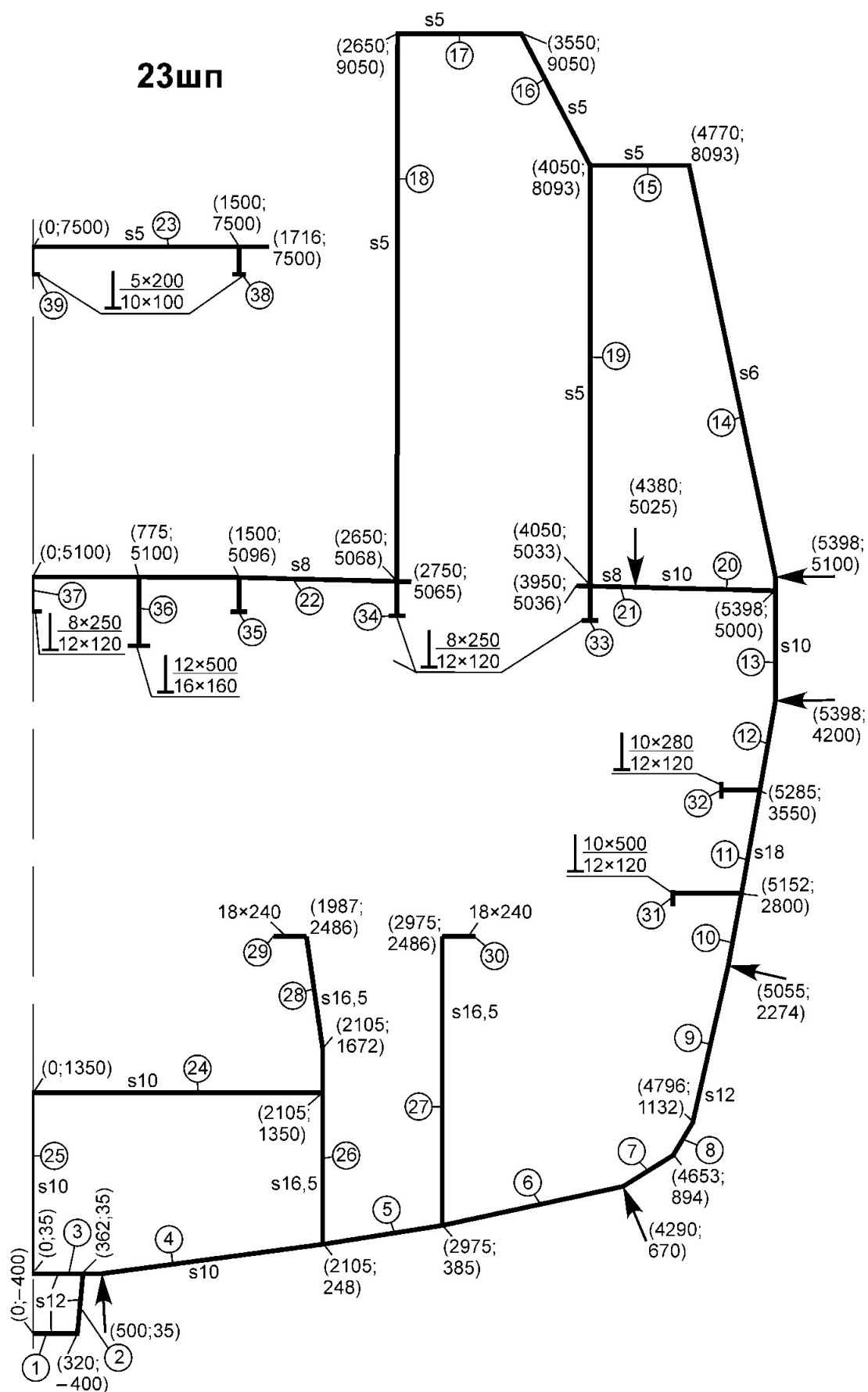


Рис. 2.3 – Схема 23-го шпангоута ЕБ

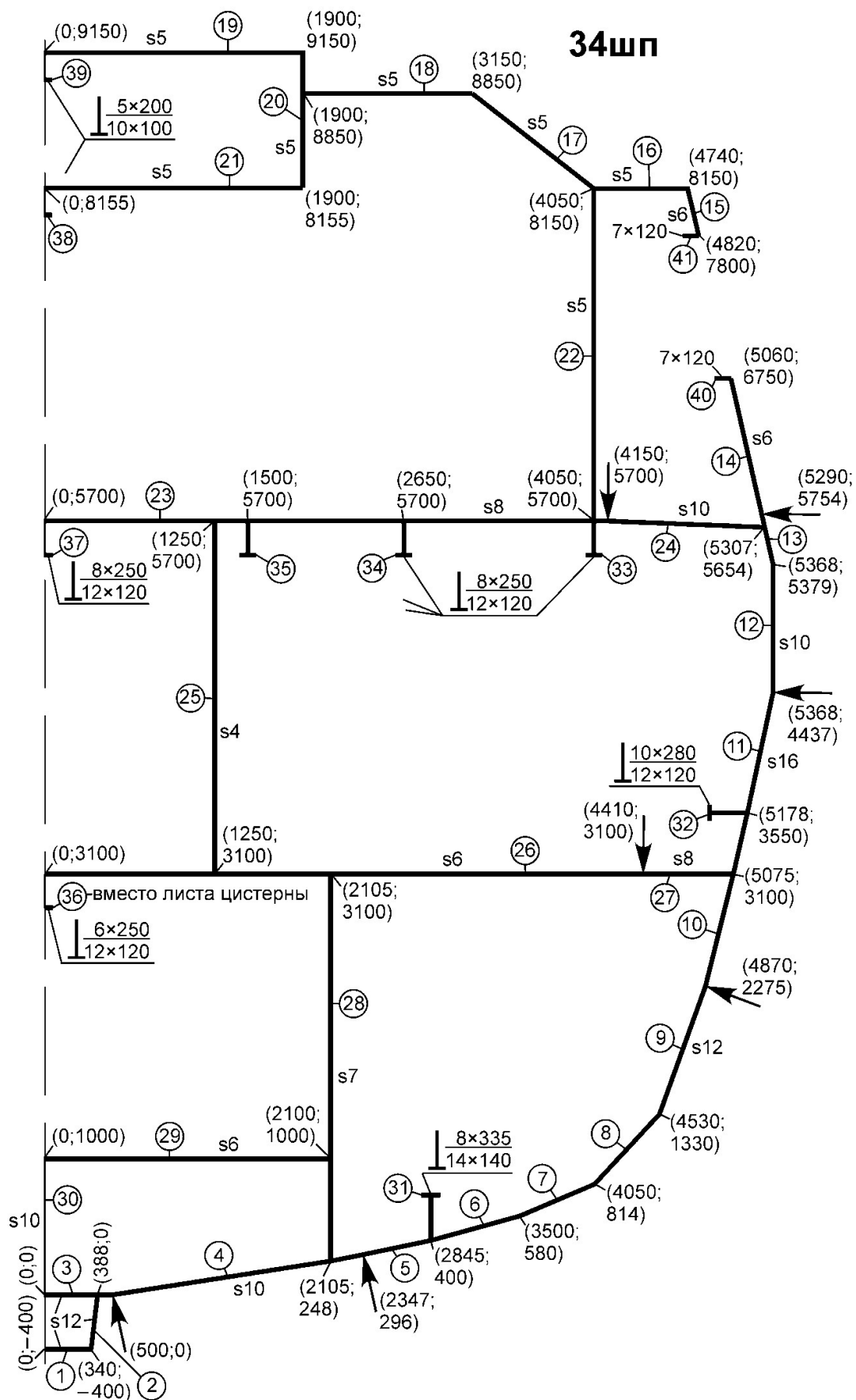


Рис. 2.4 – Схема 34-го шпангоута ЕБ

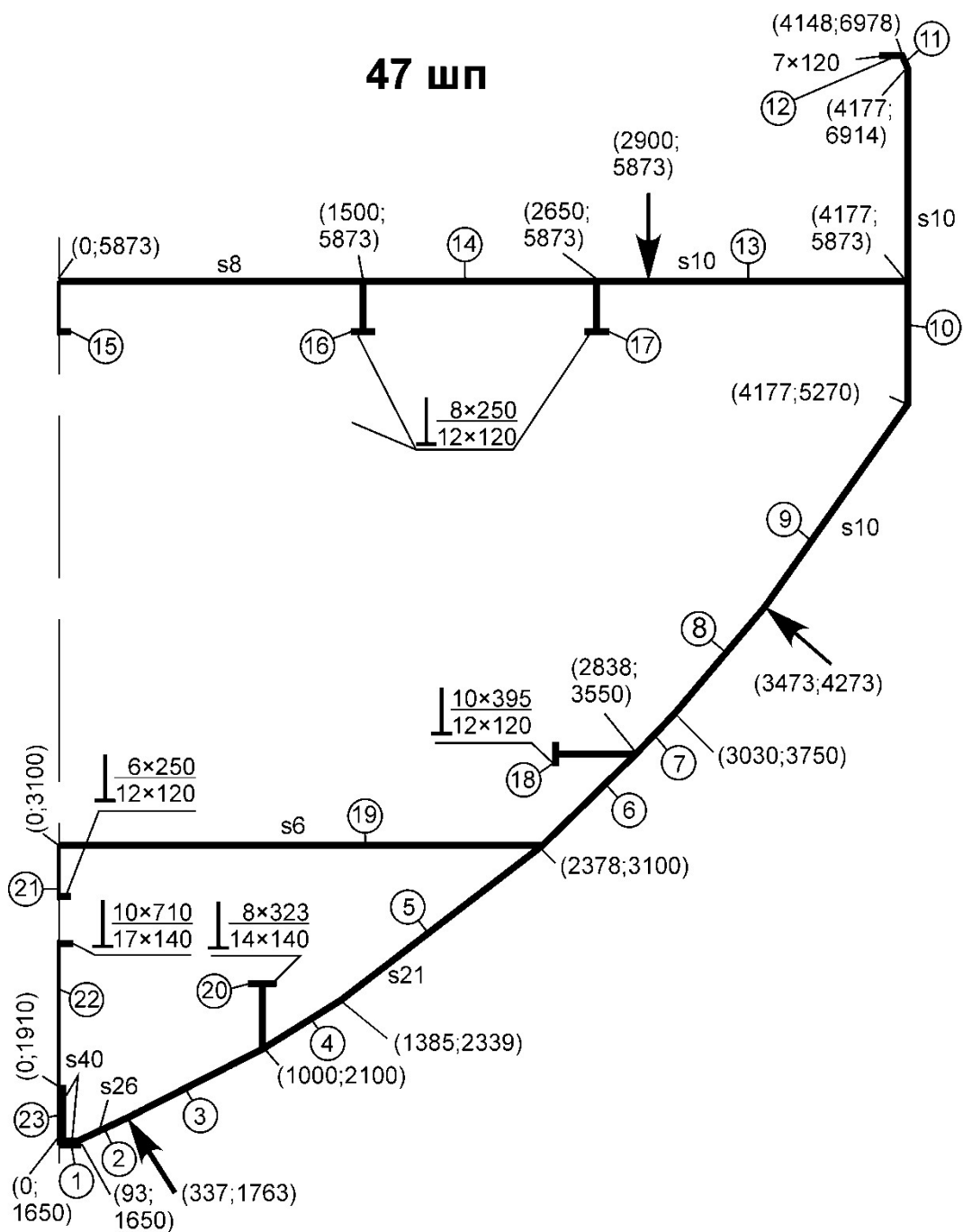


Рис. 2.5 – Схема 47-го шпангоута ЕБ

Виходячи з креслень судна, приймаємо поперечні перерізи: 23÷27 по 23шп., 27÷40 по 34шп. Ухвалені значення геометричних характеристик поперечних перерізів по шпангоутах представлені в табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Геометричні характеристики поперечних перерізів реальних шпангоутів

№ шп.	Абсциса x , м	Площа F , м ²	Головний центральний момент інерції $I_u = I_x^{cen}$, м ⁴	Головний центральний момент інерції $I_v = I_y^{cen}$, м ⁴
0	0	0	0	0
7	3,85	0,425906	0,685864	5,224085
23	12,65	0,747635	4,997881	8,732671
27	14,85	0,747635	4,997881	8,732671
40	22	0,666270	5,140377	7,491399
47	25,85	0,412434	1,036244	2,466413
54	29,7	0	0	0

Нижче на рис. 2.6, 2.7 показані закони розподілу геометричних характеристик по довжині судна з шматково-лінійної апроксимації.

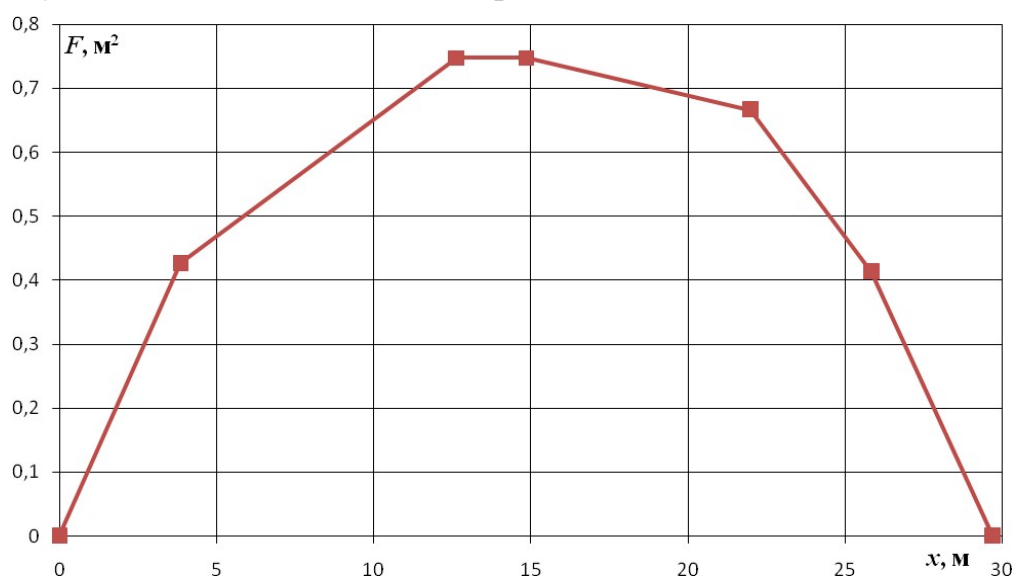


Рис. 2.6 – Закон розподілу площі поперечних перерізів F за довжиною судна

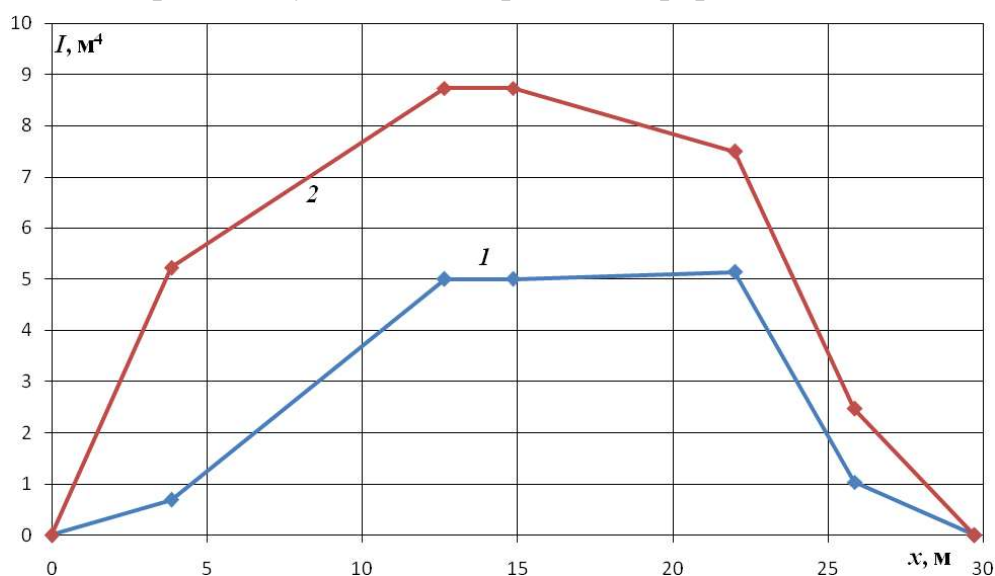


Рис. 2.7 – Закон розподілу моментів інерції I поперечних перерізів за довжиною судна: 1 – для $I_u = I_x^{cen}$; 2 – для $I_v = I_y^{cen}$.

Використовуючи дані табл. 2.6 нижче у табл. 2.7 представлена апроксимація рядами Фур'є геометричних характеристик КС уздовж довжини судна по системі лінійних функцій між точками даних. Для забезпечення достатньої точності апроксимації геометричних характеристик було взято 15 членів Фур'є. У табл. 2.7 для виразів низки Фур'є введені такі позначення: $h_p=14,85$ напівперіод, $pi = \pi = 3,14 \dots$ – число π , x відраховується від 0-го шпангоуту корми.

Таблиця 2.7 – Вирази рядів Фур'є, що апроксимують геометричні характеристики

№ п/п	Най-ня величини	Вираз ряду Фур'є
1	Головний центральний момент інерції щодо горизонтальної осі, m^4	$\begin{aligned} inertiaMomentHorAxis_fourierCosSin_15 := (x) \rightarrow & 2,945 - \\ & 2,542 * \cos(1 * pi * x / hp) - 0,7695 * \sin(1 * pi * x / hp) - \\ & 0,4472 * \cos(2 * pi * x / hp) + 0,0817 * \sin(2 * pi * x / hp) + 0,08784 * \cos(3 * pi * x / hp) + 0,3 \\ & 116 * \sin(3 * pi * x / hp) + 0,1458 * \cos(4 * pi * x / hp) - \\ & 0,07299 * \sin(4 * pi * x / hp) + 0,01562 * \cos(5 * pi * x / hp) - 0,06457 * \sin(5 * pi * x / hp) - \\ & 0,08947 * \cos(6 * pi * x / hp) - 0,01144 * \sin(6 * pi * x / hp) - \\ & 0,01342 * \cos(7 * pi * x / hp) + 0,02069 * \sin(7 * pi * x / hp) - 0,02316 * \cos(8 * pi * x / hp) - \\ & 0,002498 * \sin(8 * pi * x / hp) - 0,02377 * \cos(9 * pi * x / hp) - 0,01755 * \sin(9 * pi * x / hp) - \\ & 0,01633 * \cos(10 * pi * x / hp) + 0,02333 * \sin(10 * pi * x / hp) + 0,01266 * \cos(11 * pi * x / hp) \\ & + 0,007943 * \sin(11 * pi * x / hp) + 0,01862 * \cos(12 * pi * x / hp) - \\ & 0,005736 * \sin(12 * pi * x / hp) - 0,01077 * \cos(13 * pi * x / hp) - 0,012 * \sin(13 * pi * x / hp) - \\ & 0,009018 * \cos(14 * pi * x / hp) + 0,001777 * \sin(14 * pi * x / hp) - \\ & 0,006772 * \cos(15 * pi * x / hp) + 0,005665 * \sin(15 * pi * x / hp) \end{aligned}$
2	Площа поперечного перерізу, m^2	$\begin{aligned} crossSectionArea_fourierCosSin_15 := (x) \rightarrow & 0,5237 - 0,2797 * \cos(1 * pi * x / hp) - \\ & 0,02128 * \sin(1 * pi * x / hp) - 0,09232 * \cos(2 * pi * x / hp) + 0,003695 * \sin(2 * pi * x / hp) - \\ & 0,05254 * \cos(3 * pi * x / hp) + 0,01853 * \sin(3 * pi * x / hp) - 0,02617 * \cos(4 * pi * x / hp) - \\ & 0,004836 * \sin(4 * pi * x / hp) - 0,01736 * \cos(5 * pi * x / hp) - 0,003132 * \sin(5 * pi * x / hp) - \\ & 0,01137 * \cos(6 * pi * x / hp) - 0,001096 * \sin(6 * pi * x / hp) - \\ & 0,0023 * \cos(7 * pi * x / hp) + 0,0008531 * \sin(7 * pi * x / hp) - \\ & 0,001787 * \cos(8 * pi * x / hp) + 7,494e-05 * \sin(8 * pi * x / hp) - \\ & 0,003353 * \cos(9 * pi * x / hp) - 0,0009369 * \sin(9 * pi * x / hp) - \\ & 0,00432 * \cos(10 * pi * x / hp) + 0,001474 * \sin(10 * pi * x / hp) - \\ & 0,003905 * \cos(11 * pi * x / hp) + 0,0003101 * \sin(11 * pi * x / hp) - \\ & 0,002559 * \cos(12 * pi * x / hp) - 0,0002383 * \sin(12 * pi * x / hp) - \\ & 0,003096 * \cos(13 * pi * x / hp) - 0,000697 * \sin(13 * pi * x / hp) - \\ & 0,001248 * \cos(14 * pi * x / hp) + 8,183e-06 * \sin(14 * pi * x / hp) - \\ & 0,0007158 * \cos(15 * pi * x / hp) + 0,0003165 * \sin(15 * pi * x / hp) \end{aligned}$
3	Коефіцієнт форми поперечного перерізу вздовж вертикальної осі	$\begin{aligned} areaShearFactorVerAxis_fourierCosSin_15 := (x) \rightarrow & 1,807 - \\ & 0,2111 * \cos(1 * pi * x / hp) - 0,1168 * \sin(1 * pi * x / hp) - \\ & 0,5663 * \cos(2 * pi * x / hp) + 0,01882 * \sin(2 * pi * x / hp) - 0,372 * \cos(3 * pi * x / hp) - \\ & 0,01055 * \sin(3 * pi * x / hp) - 0,2528 * \cos(4 * pi * x / hp) + 0,00685 * \sin(4 * pi * x / hp) - \\ & 0,1247 * \cos(5 * pi * x / hp) - 0,004298 * \sin(5 * pi * x / hp) - \\ & 0,04412 * \cos(6 * pi * x / hp) + 0,002301 * \sin(6 * pi * x / hp) - \\ & 0,002171 * \cos(7 * pi * x / hp) + 0,001392 * \sin(7 * pi * x / hp) + 0,002523 * \cos(8 * pi * x / hp) \\ & - 0,001439 * \sin(8 * pi * x / hp) - \end{aligned}$

№ п/п	Най-ня величини	Вираз ряду Фур'є
		$0,009772 \cdot \cos(9 \cdot \pi \cdot x / hp) + 0,0005516 \cdot \sin(9 \cdot \pi \cdot x / hp) -$ $0,02661 \cdot \cos(10 \cdot \pi \cdot x / hp) - 0,001237 \cdot \sin(10 \cdot \pi \cdot x / hp) -$ $0,02952 \cdot \cos(11 \cdot \pi \cdot x / hp) + 0,001104 \cdot \sin(11 \cdot \pi \cdot x / hp) -$ $0,02825 \cdot \cos(12 \cdot \pi \cdot x / hp) - 0,000668 \cdot \sin(12 \cdot \pi \cdot x / hp) -$ $0,01484 \cdot \cos(13 \cdot \pi \cdot x / hp) + 0,0001292 \cdot \sin(13 \cdot \pi \cdot x / hp) -$ $0,006842 \cdot \cos(14 \cdot \pi \cdot x / hp) + 0,0004283 \cdot \sin(14 \cdot \pi \cdot x / hp) + 0,001522 \cdot \cos(15 \cdot \pi \cdot x / hp) -$ $0,0001836 \cdot \sin(15 \cdot \pi \cdot x / hp)$

У табл. 2.8 представлені найбільші значення геометричних характеристик, що використовуються для формування початкового наближення форми вільних коливань, отримані з рядів табл. 15.

Таблиця 2.8 – Найбільші геометричні характеристики

№ п/п	Найменування величини	Значення
1	Найбільший головний центральний момент інерції	5,0463
2	Найбільша площа F_{max} , м ²	0,7433

2.6 Обґрунтування коефіцієнта форми поперечних перерізів

Поперечний переріз судна досить складний для обчислення коефіцієнта форми поперечного перерізу. Навіть для всіх щодо простих перерізів (прокатних профілів) є значення цього коефіцієнта. Тільки відносно недавно з'явилася низка публікацій, яка зачіпає цю тему і то тільки для простих перерізів. Тому оцінка коефіцієнта форми поперечних перерізів судна зроблена приблизно, використовуючи кілька підходів.

Спочатку вважається, що поперечний переріз судна є порожнистим прямокутником. Як видно з малюнків (див. вище) поперечні перерізи в середній частині судна (для 23, 34 шп.) нагадують прямокутні обводи. Враховуючи, що найбільше чинить опір роботі згину та зсуву саме обшивка, ми можемо наближено вважати наші поперечні перерізи порожнистими прямокутниками, не враховуючи зв'язків усередині перерізу, які меншою мірою беруть участь у роботі згину та зсуву.

Коефіцієнт форми поперечного перерізу порожнього прямокутника обчислюється за формулою [4]

$$k = \frac{6\left(1 - \frac{a_0 h_0}{ah}\right)}{5\left(1 - \frac{a_0}{a}\right)\left(1 - \frac{a_0 h_0^3}{ah^3}\right)^2} \cdot \left\{1 - \frac{a_0}{a} \left[1 - \frac{1}{8} \left(\frac{15h_0}{h} - \frac{30}{h^3} + \frac{7h_0^5}{h^5} + \frac{8a_0 h_0^5}{ah^5}\right)\right]\right\} \quad (2.24)$$

де h, a – Зовнішні висота і ширина; h_0, a_0 – внутрішні висота та ширина.

Приблизно коефіцієнт форми поперечного перерізу для порожнистого прямокутного профілю може бути обчислений за наступною рекомендацією

$$k_{\text{ст}} = \frac{F}{F_{\text{ст}}}, \quad (2.25)$$

де F – повна площа коробчатого перерізу;

$F_{\text{ст}}$ – площа стінок коробчатого перерізу, по відношенню до цієї осі.

Також за формулою (2.25) було проведено обчислення, враховуючи площу всіх зв'язків, присутніх у перерізі окремо взятого шпангоуту, де F у цьому випадку – повна площа перерізу. Формула в цьому випадку набуде вигляду

$$k_{\text{шп}} = \frac{F}{F_{\text{ст}}} \quad (2.26)$$

де F – повна площа перерізу шпангоуту;

$F_{\text{ст}}$ – площа стінок перерізу шпангоуту, по відношенню до цієї осі.

Результати обчислень (24), (25) і (26) занесені в табл. 2.8.

Таблиця 2.8 – Коефіцієнти форми поперечних перерізів шпангоутів, обчислені за (2.24), (2.25) та (2.26)

Вісь	Формула	Номер шпангоута			
		7	23	34	47
Вертикальна	(2.24)	3,60	2,08÷2,60	2,08÷2,43	–
	(2.25)	3,59	2,05÷2,58	2,06÷2,41	–
	(2.26)	2,35	1,64	2,27	2,50

У табл. 2.8 представлені результати, обчислені (2.24) і (2.25) для крайніх значень товщин складових обшивку. Для 47шп. оцінка k (2.24), (2.25) не

вироблялася, оскільки його форма клиноподібна, і не підходить під форму порожнистого прямокутника.

З табл. 2.8 видно, що дані коефіцієнта форми, визначені з різних формул загалом непогано узгоджуються між собою. Проте не можна гарантувати, що ці значення є дійсними коефіцієнтами форми поперечних перерізів. Як очевидно з табл. 2.8 значення коефіцієнта форми поперечного перерізу, обчисленого по (2.24) і (2.25) майже однакові, що дозволяє не використовувати складну формулу (2.24) в практичних розрахунках. Попередні дослідження розрахунку власних частот КС показали, що при зміні коефіцієнта форми в межах від 1,2 до 3,0 змінює власну частоту КС не більше ніж на 8% для 1-го тону.

Приймаємо для розрахунків коефіцієнти форми, обчислені за формулою (2.26), які подано у табл. 2.8. Апроксимація рядами Фур'є коефіцієнтів форми представлена в табл. 2.7.

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

Результатами розрахунку вільних коливань КС є частоти та форми коливань. Частоти вільних коливань представлені у табл. 2.9.

Таблиця 2.9 – Результати розрахунку власних частот КС за загальної вібрації

№РС	Тон	Вертикальні 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

3 ПОРІВНЯННЯ ВЛАСНИХ ТА ЗБУДЖУЮЧИХ ЧАСТОТ

3.1 Визначення частот зовнішніх збуджувальних сил

Нижче описані характеристики 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 встановлено такі механізми, які можуть викликати 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, $N_e=168$ кВт, 1500 об/хв, 4-тактні дизелі, 6 циліндрів.

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

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

Лопатева частота визначиться за формулою

$$\omega_2 = n_{\text{л}} \omega_1 = 4 \cdot 4,47 = 17,88 \text{ Гц} \quad (3.1)$$

Частоти обертання колінчастого валу головного двигуна $\omega_4^{\text{Д}}$, і допоміжного дизель-генератора $\omega_4^{\text{Г}}$ складають

$$\left. \begin{aligned} \omega_3^{\text{Д}} &= 1800 \text{ об/мин} = 30 \text{ Гц,} \\ \omega_3^{\text{Г}} &= 1500 \text{ об/мин} = 25 \text{ Гц.} \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

Подвоєні частоти обертання колінчастого валу головного двигуна $\omega_4^{\text{Д}}$, і допоміжного дизель-генератора $\omega_4^{\text{Г}}$ складають

$$\left. \begin{aligned} \omega_4^{\text{Д}} &= 2 \omega_3^{\text{Д}} = 60 \text{ Гц,} \\ \omega_4^{\text{Г}} &= 2 \omega_3^{\text{Г}} = 50 \text{ Гц.} \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

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

$$\left. \begin{aligned} z &= k \cdot i, \\ \omega_5 &= z \cdot \omega_3. \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

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

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

$$\left. \begin{aligned} z &= 0,5 \cdot 12 = 6, \\ \omega_5^D &= 6 \cdot 30 = 180. \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

Для допоміжного дизель-генератора ($i = 6$) частота $\omega_5 = \omega_5^G$ дорівнюватиме

$$\left. \begin{aligned} z &= 0,5 \cdot 6 = 3, \\ \omega_5^G &= 3 \cdot 25 = 75. \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

У табл. 3.1 виписані всі частоти сил, що обурюють, обчислені по (3.1)÷(3.6).

Таблиця 3.1 – Збуджувальні частоти

№п/п	Назва частоти, що збуджує	Позначення	Значення, Гц
1	Частота обертання гребного гвинта	ω_1	4,47
2	Лопатева частота	ω_2	17,88
3	Частота обертання колінчастого валу головного двигуна	ω_3^D	30
4	Частота обертання колінчастого валу допоміжного дизель-генератора	ω_3^G	25
5	Подвоєна частота обертання колінчастого валу головного двигуна	ω_4^D	60
6	Подвоєна частота обертання колінчастого валу допоміжного дизель-генератора	ω_4^G	50
7	Частота займання палива в циліндрах головного двигуна	ω_5^D	180
8	Частота займання палива в циліндрах допоміжного дизель-генератора	ω_5^G	75

Примітка. У табл. 3.1 індекс "Д" означає головний двигун, а індекс "Г" - допоміжний дизель-генератор.

3.2 Порівняння власних частот поперечних згинальних коливань корпусу судна із зовнішніми збуджувальними частотами

У табл. 3.2 представлено порівняння власних частот КС вертикальної вібрації з частотами зовнішніх сил, що збуджують.

Таблиця 3.2 – Порівняння власних частот КС із частотами зовнішніх збуджуючих сил для вертикальної вібрації

Вид вібрації КС	Номер РС	Номер тону	Власна частота КС λ , Гц	Найближча частота збуджувальних сил ω , Гц	Співвідношення 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 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 вигину перетину [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 буде завжди меншою ніж розраховані чисто горизонтальні коливання, і не потраплятиме в резонансну зону з головним двигуном, як дає це розрахунок.

ВИСНОВКИ

Магістерська атестаційна робота виконана згідно завдання, виданого кафедрою. Після виконання магістерського дослідження були вирішені всі поставлені задачі для досягнення поставленої мети.

1) Були вивчені теоретичні відомості про вільні коливання та загальну вібрацію корпусу судна. Вивчені рівняння, які описують власні коливання та методи розрахунку власних частот, такі як метод скінченних різниць, енергетичний метод Релея-Папковича-Шиманського тощо.

2) Був проведений розрахунок власних частот корпусу судна при згинальних поперечних коливаннях у вертикальній площині з врахуванням зсуву і інерції обертання поперечних перерізів послідовно для перших 4-х тонів головних вільних коливань. Для розрахунку використовувався енергетичний метод Релея-Папковича-Шиманського. Враховано вплив забортної води. Важливі закони розподілені вздовж судна, які задіяні в розрахунках були апроксимовані рядами Фур'є. Обґрунтовано вибір коефіцієнту форми поперечного перерізу.

Окрім того, під час роботи визначалися форми вільних коливань та погонних мас корпусу судна, було виконане удиферентування судна та визначення характеристик зануреної частини корпусу, визначення частот зовнішніх збуджуючих сил, які не відображені в пояснювальній записці цієї магістерської роботи.

3) Порівняння власних та збуджуючих частот показало, що власні частоти корпусу буксиру точно не співпадають з найближчими збуджуючими частотами від машин і механізмів. Проте на 3-му тоні можливо попадання в резонансну зону шириною 8%.

В будь-якому разі розрахунки власних частот загальної вібрації корпусу судна завжди є наближеними за наближеними вихідними даними і служать лише оцінкою та орієнтиром при виборі машин і механізмів, щоб уникнути резонансу з корпусом судна або прийняти конструктивні міри щодо елементів корпусу судна, якщо вже є співпадіння власних і вимушених частот або попадання в резонансні зони.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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.