

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Херсонський навчально-науковий інститут
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова

Кафедра Суднобудування та ремонту суден

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри



О.В. Щедролоєв

«09» грудня 2024 р.

Кваліфікаційна робота
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

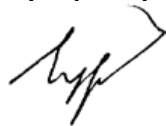
на тему: **Проектування танкеру з використанням роторних вітрил: конструктивне рішення та перспективи для морського транспорту**

Виконав: студент 6112м групи



Стецик М.В.

Керівник роботи:
професор, д.т.н.



Щедролоєв О.В.

Херсон – 2024 р

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХЕРСОНСЬКИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА**

Кафедра Суднобудування та ремонту суден

Спеціальність 135 «Суднобудування»

Освітня програма «Суднокорпусобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми



О.В. Щедролоєв

«10» жовтня 2024 року

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»**

Студенту

Стецик Максим Віталійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проектування танкеру з використанням роторних вітрил: конструктивне рішення та перспективи для морського транспорту

Керівник роботи: д.т.н., професор Щедролоєв Олександр Вікторович

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ім'я, по батькові)

Затверджені наказом по ХННІ НУК № 10 від « 10 » **жовтня 2024 року**

2. Термін подання роботи: 06.12.2024 р.

3. Вихідні дані по роботі: рід вантажу – генеральний вантаж сира нафта; масова водотоннажність – 53445,0 т; район плавання – необмежений; клас судна за РСУ: КМ+1 A1 Oil tanker.

4. Перелік питань, що належить до розробки (найменування розділів): визначення водотоннажності та головних розмірювань; розрахунок елементів теоретичного креслення; розрахунок остійності на великих кутах крену; розрахунок періодів хитавиці та ходовості судна; набір корпусу за Правилами Регістру; розрахунок повздовжньої міцності судна; використання роторних вітрил в суднобудуванні; стисла специфікація за корпусною та механічною частинами; економічне обґрунтування спроектованого судна; охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік презентаційних матеріалів: теоретичне креслення; криві елементів теоретичного креслення; діаграма статичної остійності; конструктивний мідель-шпангоут; загальне розташування; схема роторного вітрила; креслення гребного гвинта; демонстраційна таблиця.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата			
		завдання видав		завдання прийняв	
1 – 9	ст. викладач Соценко В.В.		17.10.2024		17.10.2024

7. Дата видачі завдання 17.10.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Визначення водотоннажності та головних розмірювань	30.09.2024	
2	Розрахунок теоретичного креслення та розрахунок кривих теоретичного креслення	07.10.2024	
3	Розрахунок остійності на великих кутах крену	14.10.2024	
4	Розрахунок періодів хитавиці та ходовості судна	21.10.2024	
5	Набір корпусу за Правилами Регістру. Розрахунок повздовжньої міцності судна	04.11.2024	
6	Дослідження використання роторних вітрел в суднобудуванні	11.11.2024	
7	Стисла специфікація за корпусною та механічною частиною	13.11.2024	
8	Економічне обґрунтування спроектованого судна	18.11.2024	
9	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	25.11.2024	
10	Оформлення пояснювальної записки та презентації магістерської роботи	02.12.2024	

Студент



М.В. Стецик

Керівник роботи



О.В. Щедролосєв

АНОТАЦІЯ

В представленій магістерській роботі було розроблено проект танкера з використанням двигуна внутрішнього згорання на подвійному паливі. Розглянуто концепцію використання роторни вітрил у якості додаткової рушійної тяги судна.

У розрахунковій частині проекту виконані наступні розрахунки:

- визначені водотоннажність судна та головні розмірювання:
 - довжина судна між перпендикулярами $L = 201,2$ м;
 - ширина судна $B = 30,78$ м;
 - висота борту $D = 17,82$ м;
 - осадка на міделі $d = 10,61$ м;
- розроблене теоретичне креслення корпусу судна;
- проведені розрахунки плавучості, початкової остійності та періодів хитавиці;
- здійснено розрахунок ходовності судна, на основі якого вибрано головний двигун фірми «WinGD (Winterthur Gas & Diesel)» марка - X52DF-1.1, що забезпечує швидкість руху 16 вузлів;
- проведені розрахунки остійності на великих кутах крену;
- спроектовано конструктивний мідель–шпангоут судна згідно Регістру Судноплавства України;
- проведена перевірка загальної та місцевої міцності корпусу судна;
- складено коротку специфікацію по корпусній та механічній частині.

В розділі «Охорона праці» приведений аналіз шкідливих і небезпечних факторів, що виникають при побудові судна. Також проведено аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів при пересуванні корпусу судна.

В економічній частині проекту проведено техніко-економічне обґрунтування спроектованого судна.

Особлива увага при проектуванні судна приділялася запобіганню екологічних небезпек у разі аварії чи пошкодження судна. Судно відповідає вимогам Міжнародної конвенції по попередженню забруднення моря з суден МАРПОЛ 73/78.

Взагалі, спроектоване судно задовільняє завданню магістерської роботи, вимогам Регістру, конвенції МАРПОЛ 73/78, правилам проходження Суецького, Панамського каналів, Санітарним нормам морських суден.

В магістерській роботі максимально використовувались системи автоматизованого проектування суден Maxsurf, FreeShip, DELFTship free, NavCad 2009(модуль HydroComp PropCad) та Mars2000. Креслення виконувалися в графічних системах AutoCAD 2014 та Rhinoceros 7.0.

Ключові слова: конструктивні рішення, Регістр судноплавства України, роторні вітрила, рушійної тяги судна, системи автоматизованого проектування суден, танкер.

ANNOTATION

This master's thesis presents the design project of a product tanker utilizing a dual-fuel internal combustion engine. The concept of using rotor sails as an additional propulsive force for the vessel is explored.

Calculations performed in the project include:

Determination of the vessel's displacement and main dimensions:

Length between perpendiculars $L = 201.2$ m

Breadth $B = 30.78$ m

Depth $D = 17.82$ m

Draft at midship $d = 10.61$ m

Development of the theoretical body plan of the ship.

Calculations of buoyancy, initial stability, and rolling periods.

Performance calculations, based on which the main engine was selected: WinGD (Winterthur Gas & Diesel) model X52DF-1.1, capable of ensuring a cruising speed of 16 knots.

Stability calculations at large angles of heel.

Design of the midship frame structure according to the Ukrainian Register of Shipping.

Verification of the overall and local strength of the ship's hull.

Preparation of a brief specification for the hull and mechanical parts.

In the "Occupational Safety" section:

An analysis of harmful and hazardous factors during insulation work is presented, along with measures to prevent and mitigate them. Additionally, an assessment of potentially dangerous and harmful factors during hull movement operations is provided.

In the economic section:

A techno-economic justification of the designed vessel is conducted.

Special attention during the ship design process was given to preventing environmental hazards in case of accidents or damage. The vessel complies with the requirements of the International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL 73/78).

Overall, the designed vessel meets the objectives of the master's thesis, the requirements of the Register, MARPOL 73/78, the rules for passing the Suez and Panama Canals, and the sanitary standards for maritime vessels.

The project extensively utilized automated ship design systems such as Maxsurf, FreeShip, DELFTship Free, NavCad 2009(HydroComp PropCad), and Mars2000. Drawings were executed using graphic systems AutoCAD 2014 and Rhinoceros 7.0.

Keywords: design solutions, Ukrainian Shipping Register, rotary sails, ship propulsion, automated ship design systems, tanker.

Зміст

Вступ.....	9
Розділ 1. Визначення водотоннажності та головних розмірювань.....	11
Розділ 2. Розрахунок теоретичного креслення та розрахунок кривих теоретичного креслення.....	26
Розділ 3. Розрахунок остійності на великих кутах крену.....	40
Розділ 4. Розрахунок ходовості судна.....	53
Розділ 5. Набір корпусу за Правилами Регістру. Перевірка загальної поздовньої міцності.....	63
Розділ 6. Використання роторних вітрил.....	97
Розділ 7. Стисла специфікація за корпусною та механічною частиною.....	118
Розділ 8. Економічне обґрунтування спроектованого судна.....	126
Розділ 9. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	131
Висновки.....	143
Список використаної літератури.....	145
Додаток А.....	148

ВСТУП

За останнє десятиріччя у світовій економіці відбулися суттєві трансформації, пов'язані з енергетичним сектором та логістикою. Перехід до альтернативних джерел енергії та діджиталізація транспортних систем кардинально змінили традиційні уявлення про нафтоперевезення.

Сучасні тенденції глобальної логістики демонструють поступове зменшення залежності від нафтопродуктів. Країни Європейського Союзу та США активно впроваджують електромобілі, розвивають відновлювальну енергетику, що безпосередньо впливає на попит на нафту. Статистика McKinsey & Company прогнозує, що до 2030 року попит на нафту може скоротитися на 20-25% порівняно з показниками 2020 року.

Морські перевезення нафти зазнають значних технологічних трансформацій. Сучасні танкери обладнуються системами штучного інтелекту для моніторингу технічного стану, використовують «зелені» технології зі зниженням вуглецевого сліду. Провідні судноплавні компанії, такі як Maersk та Shell, інвестують мільярди доларів у створення екологічно безпечних суден з мінімальним впливом на навколишнє середовище.

Кібербезпека морських вантажних перевезень стала не менш важливою, ніж фізична безпека суден. Хакерські атаки на навігаційні системи, системи управління та комунікації стали реальною загрозою для світової логістики. Саме тому сучасні танкери оснащуються складними системами кіберзахисту та резервними комунікаційними каналами.

Геополітична ситуація також трансформує ринок нафтоперевезень. Санкційні обмеження, зміна традиційних маршрутів, поява нових гравців на ринку змушують судноплавні компанії постійно адаптуватися. Якщо раніше основними постачальниками були країни Близького Сходу, то зараз активно розвиваються нафтові маршрути з Латинської Америки, Африки та Арктичного регіону.

Економічна доцільність нафтоперевезень тепер залежить не лише від вантажопідйомності, а й від рівня діджиталізації та еко-ефективності суден. Сучасні танкери мають бути не просто транспортними одиницями, а високотехнологічними комплексами з мінімальним впливом на екосистему.

Варто зазначити, що вантажопідйомність суден також змінюється. Якщо раніше перевага надавалася великотоннажним танкерам, то зараз більш затребуваними є судна «mid-size» класу вантажопідйомністю 20-40 тисяч тон, які забезпечують більшу маневреність та економічну ефективність.

Важливим трендом є також впровадження автономних морських транспортних систем. Провідні судноплавні компанії вже тестують повністю автономні судна, якіможуть здійснювати маршрути без безпосередньої участі екіпажу, використовуючи штучний інтелект та складні системи навігації.

Висновок очевидний: проектування та побудова сучасних нафтоналивних суден – це складний наукоємний процес, який вимагає комплексного підходу з урахуванням технологічних, екологічних, економічних та геополітичних факторів.

1 ВИЗНАЧЕННЯ ВОДОТОННАЖНОСТІ ТА ГОЛОВНИХ РОЗМІРЮВАНЬ

Таблиця 1.1 Основні технічні характеристики судна прототипу

Основні технічні характеристики	Поз.	Прототип
Довжина максимальна м.	$L_{\max}$	182.9
Довжина між перпендикулярами м.	$L_{\text{пп}}$	178.48
Ширина м.	B	32.2
Висота борту м.	D	18.6
Осадка м.	d	11.1
Водотоннажність т.	Δ	51512
Коефіцієнт загальної повноти	C_B	0.787
Коефіцієнт повноти мідель -шпангоут	C_M	0.993
Коефіцієнт повноти вантажної ватерлінії	C_W	0.915
Експлуатаційна швидкість вуз.	V_e	15.2
Дальність плавання милі.	R	15000
Потужність головного двигуна кВт.	N_e	9360
Діаметр гребного гвинта м.	d_B	6.6
Кількість екіпажу чол.	$N_{\text{ек}}$	29
Маса корпусу т.	P_K	8685.2
Маса обладнання т.	$P_{\text{об}}$	2517.4
Маса енергетичної установки т.	$P_{\text{еу}}$	930.5
Маса постачання т.	$P_{\text{пост}}$	319
Маса палива т.	$P_{\text{п}}$	2410
Маса вантажу т.	P_B	36630.00
Район плавання	-	Необм.

1.1 Визначення водотоннажності судна та потужності головного двигуна в нульовому наближенні

Водотоннажність судна в нульовому наближенні Δ_0 визначається за формулою [1]:

$$\Delta_0 = \frac{P_B}{\eta_B} \quad (1.1)$$

де P_B – маса вантажу, який перевозиться.

Для проекту: $P_B = 38000$ т.

η_B – коефіцієнт утилізації водотоннажності за чистою вантажопідйомністю.

$$\eta_B = \frac{\bar{P}_B}{\bar{\Delta}}, \quad (1.2)$$

де $\bar{P}_B$ – маса вантажу судна-прототипу; $\bar{P}_B = 36630$ т;

$\bar{\Delta}$ – водотоннажність судна-прототипу; $\bar{\Delta} = 51512$ т;

$$\eta_B = \frac{36630}{51512} = 0.711$$

$$\Delta_0 = \frac{38000}{0.711} = 53445$$

Потужність головного двигуна в нульовому наближенні визначається

за формулою [1]:
$$N_0 = \frac{\Delta_0^{2/3} \cdot V_e^3}{C_N}, \quad (1.3)$$

де V_e – експлуатаційна швидкість ходу судна, вуз; $V_e = 16.0$ вуз.

C_N – адміралтейський коефіцієнт, який приймається за прототипом [1]:

$$C_N = \frac{\bar{\Delta}^{2/3} \cdot \bar{V}_e^3}{\bar{N}_e} = \frac{51512^{2/3} \cdot 15.2^3}{9360} = 519$$

$$N_0 = \frac{53445^{2/3} \cdot 16^3}{519} = 11198 \text{ кВт.}$$

1.2 Визначення водотоннажності судна в першому наближенні

Значення водотоннажності та інших елементів судна можуть бути знайдені шляхом складання рівняння мас, яке має вигляд [1]:

$$\Delta = P_k + P_{об} + P_{ey} + P_{п} + P_{пост} + P_{зв} + P_v \quad (1.4)$$

де Δ – масова водотоннажність т;

P_k – маса за розділом «Металевий корпус»;

$P_{об}$ – маса за розділом «Обладнання»;

P_{ey} – маса за розділом «Енергетична установка»;

$P_{п}$ – маса за розділом «Паливо»;

$P_{пост}$ – маса за розділом «Постачання»;

$P_{зв}$ – маса за розділом «Запас водотоннажності»;

P_v – маса за розділом «Вантаж»;

У першому наближенні всі розділи навантаження проекту виразимо у вигляді функції водотоннажності, після чого рівняння (1.3) матиме вигляд:

$$\Delta = a_k \cdot \Delta + a_{об} \cdot \Delta^{2/3} + a_{ey} \cdot \Delta^{2/3} + a_{пост} \cdot \Delta + a_{п} \cdot \Delta^{2/3} + a_{зв} \cdot \Delta + P_v \quad (1.5)$$

де a_k – вимірник маси металевих корпусу;

$a_{об}$ – вимірник маси обладнання;

a_{ey} – вимірник маси енергетичної установки;

$a_{п}$ – вимірник маси палива;

$a_{пост}$ – вимірник маси постачання;

$a_{зв}$ – вимірник маси запасу водотоннажності;

1.2.1 Вимірник маси за розділом «Металевий корпус» розраховується за даними судна-прототипу [1]:

$$a_k = \frac{\overline{P_k}}{\overline{\Delta}} = \frac{8685,2}{51512} = 0.169 \quad (1.6)$$

$\overline{\Delta}$ – водотоннажність судна-прототипу; $\overline{\Delta} = 51512$ т.

1.2.2. Вимірник маси за розділом «Обладнання» розрахуємо користуючись даними судна-прототипу [1]:

$$a_{об} = \frac{\overline{P_{об}}}{\overline{\Delta}^{2/3}} = \frac{2517,4}{51512^{2/3}} = 1.8 \quad (1.7)$$

де $P_{об}$ – маса обладнання судна-прототипу; $P_{об} = 2517.4$ т.

$\bar{\Delta}$ – водотоннажність судна-прототипу; $\bar{\Delta} = 51512$ т.

1.2.3. Вимірник маси за розділом «Енергетична установка» розраховується за даними судна-прототипу [1]:

$$a_{ey} = \frac{\overline{P_{ey}}}{\overline{N_e}} = \frac{930.5}{10400} = 0,09 \quad (1.9)$$

де P_{ey} – маса енергетичної установки судна-прототипу, т/кВт;

$\overline{N_e} = 10400$ кВт – потужність СЕУ прототипу на випробуваннях;

1.2.4 Розрахунок адміралтейського коефіцієнту за даними судна-прототипу під час випробувань:

$$C_N = \frac{\bar{\Delta}^{2/3} \cdot \bar{V}_s^3}{\overline{N_{es}}} = \frac{51512^{2/3} \cdot 15.7^3}{11440} = 468 \quad (1.10)$$

де $\bar{\Delta}$ – водотоннажність судна-прототипу; $\bar{\Delta} = 51512$ т;

V_s – швидкість судна-прототипу під час випробувань:

$$V_B = V_e + 0.5; \quad V_s = 15.2 + 0.5 = 15.7 \text{ вуз.}$$

N_{es} – потужність головного двигуна судна-прототипу під час випробувань;

$$\overline{N_{es}} = \overline{N_e} \cdot 1.1 = 10400 \cdot 1.1 = 11440 \text{ кВт.}$$

1.2.5. Вимірник витрати палива q_n на головний двигун розраховуємо згідно даних судна-прототипу [1]:

$$q_n = \frac{P_n}{K_{мз} \cdot N_B \cdot \frac{R}{V_B}} \quad (1.11)$$

де: P_n – маса палива судна-прототипу $P_n = 2410$ т;

$K_{мз}$ – коефіцієнт морського запасу, $K_{мз} = 1.2$;

$\overline{N_e}$ – експлуатаційна потужність СЕУ прототипу $\overline{N_e} = 9360$ кВт;

R – дальність плавання для проекту, $R = 15000$ миль;

$$q_n = \frac{2410}{1.2 \cdot 9360 \cdot \frac{15000}{15,7}} = 0.000225;$$

Згідно статистичних даних для суховантажних суден, приймаємо $a_n =$
1.82

1.2.6 Розрахунок адміралтейського коефіцієнту, користуючись даними судна-прототипу:

$$C_e = \frac{\bar{\Delta}^{2/3} \cdot \bar{V}_e^3}{\bar{N}_e} \quad (1.12)$$

де: $\bar{\Delta}$ - водотоннажність судна-прототипу; $\bar{\Delta} = 51512$ т;

$\bar{V}_e$ – швидкість судна-прототипу експлуатаційна, $\bar{V}_e = 15.2$ вуз.

$\bar{N}_e$ – потужність головного двигуна судна-прототипу експлуатаційна, $\bar{N}_e = 9360$ кВт.

$$C_e = \frac{51512^{2/3} \cdot 15.2^3}{9360} = 519$$

1.2.7 Вимірник маси за розділом «постачання» розраховується, користуючись даними судна-прототипу:

$$a_{\text{пост}} = \frac{P_{\text{пост}}}{\bar{\Delta}}; \quad (1.13)$$

де: $P_{\text{пост}}$ – маса постачання судна-прототипу, $P_{\text{пост}} = 319$ т;

$\bar{\Delta}$ – водотоннажність судна-прототипу, $\bar{\Delta} = 51512$ т.

$$a_{\text{пост}} = \frac{319}{51512} = 0.00619$$

1.2.8 Вимірник маси за розділом «запас водотоннажності»:

$$a_{\text{зв}} = \frac{P_{\text{зв}}}{\bar{\Delta}} \quad (1.14)$$

де: $P_{\text{зв}}$ – запас водотоннажності судна-прототипу.

$$a_{\text{зв}} = \frac{20}{51512} = 0.00039$$

1.2.9 Маса вантажу судна-проекту $P_v = 38000$ т.

Всі вимірники мас зведені в таблиці 1.2

Таблиця 1.2 Вимірники мас

Розділ навантаження	Залежність від Δ	Вимірник a_i	Прим.
Корпус металевий	$a_k \cdot \Delta$	0.169	розр.
Обладнання	$a_{об} \cdot \Delta^{2/3}$	1.8	розр.
Енергетична установка	$a_{ey} \cdot \Delta^{2/3}$	0.09	розр.
Паливо	$a_{п} \cdot \Delta^{2/3}$	1.82	розр.
Постачання	$a_{пост} \cdot \Delta$	0.0062	розр.
Запас водотоннажності	$a_{зв} \cdot \Delta$	0.00039	розр.

Перетворимо вираз:

$$\Delta \cdot (1 - a_k - a_{пост} - a_{зв}) = \Delta^{2/3} \left(a_{об} + \frac{a_{ey} \cdot V_s^3}{c_N} + \frac{q_n \cdot V_e^2}{c_e} \cdot R \cdot K_{мз} \cdot K_{зп} \right) + P_v \quad (1.15)$$

Підставимо у вираз знайдені значення (вимірників мас, адміралтейських коефіцієнтів, швидкості, дальності плавання і коефіцієнтів запасу):

$$\begin{aligned} & \Delta \cdot (1 - 0.169 - 0.0062 - 0.00039) \\ &= \Delta^{2/3} \left(1.8 + \frac{0.09 \cdot 15.7^3}{468} + \frac{0.000225 \cdot 15.2^2}{519} \cdot 12000 \cdot 1.2 \cdot 1.15 \right) \\ &+ 36632 \end{aligned}$$

Перетворивши вираз, маємо:

$$\Delta \cdot 0.824 - \Delta^{2/3} \cdot 4.15 = 36632$$

Рішення рівняння знаходимо за методом Крилова: поділивши обидві частини рівняння на 0.710 маємо:

$$\Delta - \Delta^{2/3} \cdot 5.04 = 44456;$$

Допоміжні коефіцієнти: $A = 5.04$; $B = 44456$

Виразимо рівняння через допоміжні коефіцієнти:

$$\Delta - A \cdot \Delta^{2/3} = B; \quad \Delta^{1/3} = Ay; \quad A^3 y^3 - A(A^2 y^2) = B;$$

$$A^3 y^3 - A^3 y^3 = B \quad y^3 - y^2 = A/B^3;$$

Підставимо значення і отримаємо рішення:

$$y^3 - y^2 = 44456/5.04^3 = 347.25; \quad y = 7.38$$

Знайдемо водотоннажність у першому наближенні:

$$\Delta = A^3 \cdot Y^3; \quad \Delta = 5.04^3 \cdot 7.38^3 = 51459 \text{ т.}$$

Для перевірки вірності розрахунків складемо таблицю навантажень першого наближення (таблиця 1.3)

Таблиця 1.3 Навантаження першого наближення

Розділ навантаження	Залежність від Δ	Маса P_i т	P_i/Δ
Корпус металевий	$a_k \cdot \Delta$	8697	0.169
Обладнання	$a_{об} \cdot \Delta^{2/3}$	2490	1.8
Енергетична установка	$a_{су} \cdot \Delta^{2/3}$	124.5	0.09
Запас водотоннажності	$a_{зв} \cdot \Delta$	20.6	0.0004
Постачання	$a_{пост} \cdot \Delta$	318.5	0.00619
Водотоннажність порожнем	$\Delta_{пор}$	11651	
Паливо, вода, масло	$a_{п} \cdot \Delta^{2/3}$	2518	1.82
Вантаж	P_B	38000	1.542
Дедвейт	D_w	40517	
Водотоннажність повна	Δ_1	52168	

Коефіцієнт утилізації водотоннажності по вантажопідйомності буде дорівнювати:

$$n_B = \frac{P_B}{\Delta_1} = \frac{38000}{52168} = 0.728$$

Визначимо відношення головних розмірів судна-прототипу:

$$\frac{L_{\text{пп}}}{B} = \frac{178.48}{32.2} = 5.54; \quad \frac{B}{d} = \frac{32.2}{11.1} = 2.90; \quad \frac{D}{d} = \frac{18.6}{11.1} = 1.676;$$

Рівняння плавучості [1]:

$$\Delta = k_{\text{вч}} \cdot \varphi_{\text{мв}} \cdot \frac{L}{B} \cdot B^3 \cdot \frac{d}{B} \cdot \delta \quad (1.16)$$

З цього рівняння виразимо ширину судна:

$$B = \sqrt[3]{\frac{\Delta \cdot B/d}{k_{\text{вч}} \cdot \rho \cdot L/B \cdot C_B}}; \quad (1.17)$$

де: $\Delta = 52168$ т – водотоннажність, яку отримали у першому наближенні;

$B/d = 2.90$ – відношення ширини судна-прототипу до осадки;

$k_{\text{вч}} = 1.01$ – коефіцієнт виступаючих частин;

$\rho = 1.025$ т/м³ – щільність морської води;

$L/B = 5.54$ – відношення довжини судна-прототипу до ширини;

$C_B = 0.787$ – коефіцієнт загальної повноти судна-прототипу;

$$B = \sqrt[3]{\frac{52168 \cdot 2.90}{1.01 \cdot 1.025 \cdot 5.54 \cdot 0.787}} = 32.24 \text{ м};$$

Визначимо довжину судна між перпендикулярами:

$$L_{\text{пп}} = \frac{L}{B} \cdot B; \quad \text{де } \frac{L}{B} = 5.54;$$

$B = 32.24$ м – ширина судна; $L_{\text{пп}} = 5.54 \cdot 32.24 = 178.61$ м.

1.3 Визначення безрозмірних характеристик форми корпусу

Відносна довжина судна-проекту [1]:

$$l_1 = \left(2 + \frac{5}{\sqrt[3]{\Delta_1}}\right) \cdot V_e^{1/3} = \left(2 + \frac{5}{\sqrt[3]{52168}}\right) \cdot 16^{1/3} = 5.38$$

Довжина між перпендикулярами

$$L_1 = l_1 \cdot \Delta^{1/3} = 5.38 \cdot 52168^{1/3} = 201 \text{ м}$$

Число Фруда [1]:

$$Fr_1 = \frac{0.514 \cdot V_e}{\sqrt{g \cdot L_1}} = \frac{0.514 \cdot 16}{\sqrt{9.81 \cdot 201}} = 0.185;$$

де $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили тяжіння.

Коефіцієнт загальної повноти [1]:

$$C_{B1} = 0.91 - 1.1 \cdot Fr \pm 0.06; \quad C_{B1} = 0.91 - 1.1 \cdot 0.185 \pm 0.06 = 0.767$$

Коефіцієнт повноти мідель-шпангоута [1]:

$$C_{M1} = 1.014 \cdot C_{B1}^{1/12} = 1.014 \cdot 0.767^{1/12} = 0.992$$

Коефіцієнт повздовжньої гостроти [1]:

$$C_{P1} = \frac{C_{B1}}{C_{M1}} = \frac{0.767}{0.992} = 0.773$$

Коефіцієнт повноти вантажної ватерлінії [3]:

$$C_{W1} = a \cdot C_{P1}^{2/3}$$

де $a = 1.01$ – допоміжний коефіцієнт;

$$C_{W1} = 1.01 \cdot 0.773^{2/3} = 0.851$$

Таблиця 1.4 Вибір коефіцієнтів повноти

Коефіцієнт	Прототип	Проект
C_B	0.787	0.767
C_M	0.993	0.992
C_P	0.793	0.773
C_W	0.915	0.848

1.4 Визначення головних розмірювань та їх співвідношень

1.4.1 Відношення висоти борту до осадки

Відношення висоти борту до осадки у значній мірі впливає на об'єм вантажних приміщень, непотоплюваність і остійність. У першому наближенні приймаємо його за прототипом:

$$D/d = 18.6/11.1 = 1.67$$

1.4.2 Відношення ширини судна до осадки

Відношення ширини судна до осадки приймаємо за прототипом:

$$\frac{B}{d} = \frac{32.2}{11.1} = 2.9$$

1.4.3. Відношення довжини до ширини

Відношення довжини до ширини L/B знайдемо з умови ходовості (за формулою плавучості) за допомогою відносної довжини.

$$\frac{L}{B} = \sqrt{\frac{l_1^3 \cdot C_{B1} \cdot k_{вч} \cdot \varphi_{мв}}{B/d}}$$

де $l_1 = 5.38$ – відносна довжина судна;

$C_{B1} = 0.767$ – коефіцієнт загальної повноти;

$k_{вч} = 1.01$ – коефіцієнт, який враховує виступаючі за обводи теоретичного креслення частини корпусу (скулові кілі, зовнішню обшивку, руль, гвинт тощо);

$\rho = 1.025 \text{ т/м}^3$ – щільність морської води;

$$B/d = 2.9$$

$$\frac{L}{B} = \sqrt{\frac{5.38^3 \cdot 0.767 \cdot 1.01 \cdot 1.025}{2.9}} = 6.53$$

Визначимо відношення L/B для прототипу:

$$\frac{L}{B} = \frac{178.48}{32.2} = 5.54$$

Приймаємо $L/B = 6.53$

1.4.4. Головні розмірювання

Маючи значення відношення головних розмірювань і водотоннажності в першому наближенні, вирішимо рівняння плавучості [1]:

$$\Delta_1 = k_{вч} \cdot \varphi \cdot C_{B_1} \cdot L_1 \cdot B_1 \cdot d_1 \quad (1.8)$$

Для цього виразимо ширину і осадку в першому наближенні через довжину судна і раніш знайдені відношення L/B і B/d

$$B_1 = L_1(L/B); \quad d_1 = B_1/(B/d)$$

Вираз (1.8) матиме вигляд:

$$\Delta_1 = k_{вч} \cdot \gamma \cdot C_{B_1} \cdot \frac{L_1}{(L/B)^2 \cdot (B/d)} \quad \text{т.}$$

$$L_1 = \sqrt[3]{\frac{\Delta_1 \cdot (L/B)^2 \cdot (B/d)}{k_{вч} \cdot \varphi \cdot C_{B_1}}} \quad \text{м}$$

Підставляючи відомі значення, маємо:

$$L_1 = \sqrt[3]{\frac{52168 \cdot 6.53^2 \cdot 2.9}{1.01 \cdot 1.025 \cdot 0.767}} = 201.03 \text{ м;}$$

$$B_1 = 201.03/6.53 = 30.78 \text{ м}$$

$$d_1 = 30.78 / 2.9 = 10.61 \text{ м}$$

Уточнимо значення довжини:

$$L_1 = \frac{\Delta_1}{k_{вч} \cdot \rho \cdot C_{B_1} \cdot B_1 \cdot d_1} = \frac{52168}{1.01 \cdot 1.025 \cdot 0.767 \cdot 30.78 \cdot 10.61} = 201.2 \text{ м}$$

Перевіримо знайдені значення, підставивши їх в рівняння плавучості:

$$\Delta_1 = 1.01 \cdot 1.025 \cdot 0.767 \cdot 201.2 \cdot 30.78 \cdot 10.61 = 52174 \text{ т}$$

$$D_1 = d_1 \cdot (D/d) = 10.61 \cdot 1.68 = 17.82 \text{ м}$$

Таким чином, маємо у першому наближенні:

$$L_1 = 201,2 \text{ м}$$

$$B_1 = 30.78 \text{ м}$$

$$d_1 = 10.61 \text{ м}$$

$$D_1 = 17.82 \text{ м}$$

1.5 Визначення головних елементів проекту у другому наближенні

1.5.1. При розрахунку головних розмірювань судна в першому наближенні були використані формули, які не врахували вплив головних невідомих на масу окремих розділів навантаження. Єдиною величиною, яка характеризувала розміри судна, була водотоннажність.

Після визначення головних елементів судна у першому наближенні з'явилася можливість використання більш точних формул для розрахунку потужності головного двигуна і мас за всіма розділами навантаження.

Далі в роботі наводяться тільки основні дані, що були отримані при розрахунках. Розрахунки виконувались за допомогою програм DELFTship та FreeShip, в яких було сформовано корпус судна прототипу.

Розрахунок потужності головного двигуна виконувався в два етапи:

- розрахунок буксирувальної потужності;

- розрахунок потужності, яка необхідна для обертання гребного гвинта.

За результатами цього розрахунку підбирається головний двигун по каталогу, що надає можливості уточнити масу по розділу навантаження «Установка енергетична».

1.5.2. На одногвинтових суднах межівний діаметр гвинта складає 0.7 осадки у повному вантажі.

Для проектуемого судна: $D_{\text{меж}} = 0.7 \cdot d = 0.7 \cdot 10.61 = 7.43 \text{ м}$

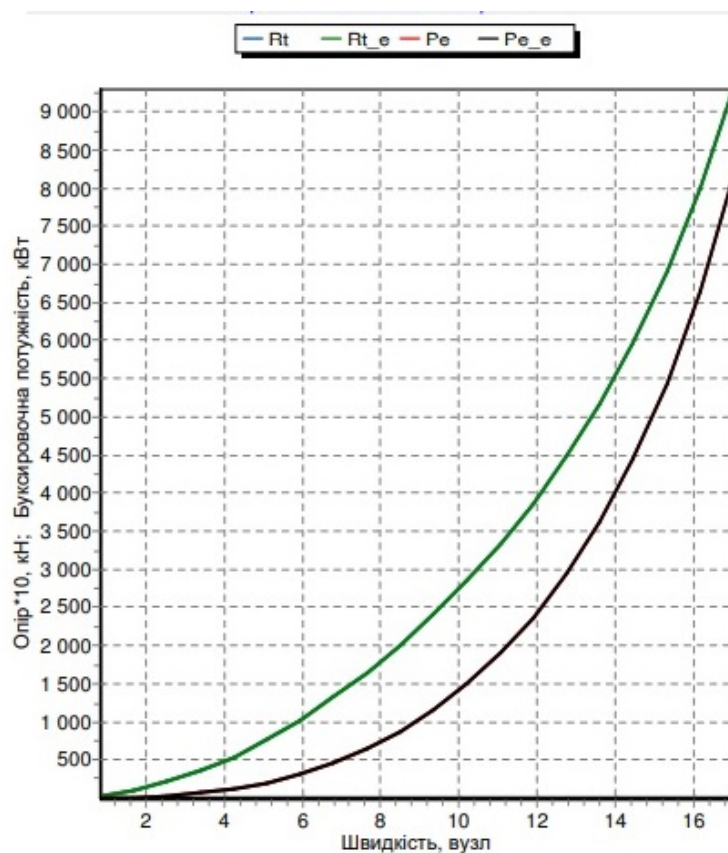


Рис. 1.1. Результат розрахунку опору та буксирувальної потужності

1.5.3 Зараз використання LNG / ЗПГ (зрідженого природного газу) набирає популярність в якості основного джерела палива для суднових двигунів. Сучасні судна проектуються, а існуючі переобладнуються для роботи на газу. IMO 2020 з обмеженням викидів SOx зіграло в цьому не

останню роль. За каталогом вибираємо малообертовий двигун X52DF-1.1 фірми «WinGD (Winterthur Gas & Diesel)» з наступними характеристиками:

- потужність, кВт	$N_e = 8680-10430$;
- частота обертання валу, хв^{-1}	$n = 1050$;
- довжина, мм	$L = 7771$;
- ширина, мм	$B = 3514$;
- висота, мм	$H = 10460$;
- суха маса, т	$G = 288$;
- питомі витрати палива, ЗПГ $\text{г/кВт}\cdot\text{год}$	$q_n = 142,70$;
- питомі витрати палива, дизель $\text{г/кВт}\cdot\text{год}$	$q_n = 184,10$;

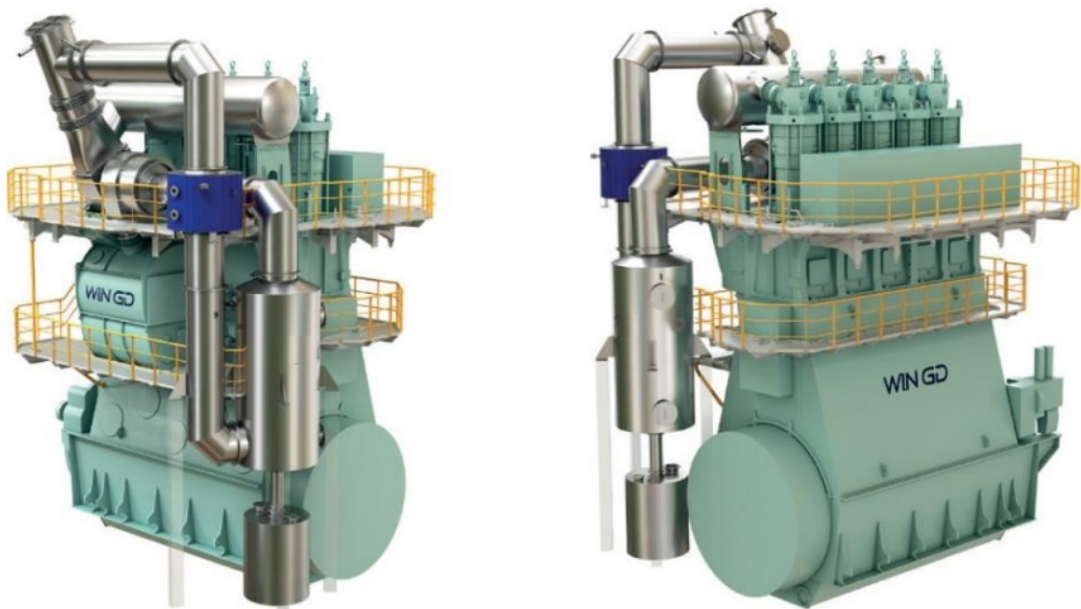


Рис. 1.2. Головний двигун WinGD X52DF-1.1

1.5.4. Судно, що проектується має носовий підрулюючий пристрій.

1.5.5. Автономність плавання судна дорівнює $A = 30$ діб

1.5.6. Коефіцієнт повноти у другому наближенні вважаються дорівнюючими коефіцієнтам повноти у першому наближенні:

$$C_{B_2} = C_{B_1} = 0.767; \quad C_{M_2} = C_{M_1} = 0.992 \quad C_{W_2} = C_{W_1} = 0.851$$

Знайдені у другому наближенні головні розмірювання судна вважаємо кінцевими:

- довжина між перпендикулярами	$L = 201.2$ м;
- ширина	$B = 30.78$ м;
- висота борту	$D = 17.82$ м;
- осадка	$d = 10,61$ м;
- коефіцієнт повноти водотоннажності	$C_{\rho} = 0,767$;
- коефіцієнт повноти мідель – шпангоута	$C_m = 0,992$;
- коефіцієнт повноти ВВЛ	$C_w = 0,851$.

Висновок

Головні розміри і технічні характеристики судна, які отримані при розрахунках у 2-му наближенні, будуть використовуватись у подальших розділах.

2 РОЗРАХУНОК КРИВИХ ТЕОРЕТИЧНОГО КРЕСЛЕННЯ

2.1 Розробка теоретичного креслення

Процес проектування судна починається з розробки архітектурно-конструктивного типу судна та теоретичного креслення.

Під вибором архітектурного типу судна розуміють процедуру становлення характеристик та розмірів найбільш доцільних для заданого типу судна. На першому етапі вирішуються питання вибору положення МВ по довжині судна, приблизної кількості палуб та перебірок, наявності або відсутності вантажного пристрою, а також питання про мінімальний або збитковий надводний борт. На другому етапі розробляють принципову схему загального розміщення, визначають форми кінцівок, кількість і тип надбудов та рубок.

Нафтоналивне судно, яке проектується – одногвинтовий теплохід з подовженим баком, кормовим розташуванням МВ, житловою надбудовою та службовим приміщенням.

Крейсерсько – транцева форма дозволяє знизити вібрацію кормових кінців та спростити технологію побудови судна.

Навантаження танкера одним чи декількома сортами вантажу ведуть береговими засобами, розвантаження – судновими насосами по прокладеним по палубі й у танках трубопроводів.

Теоретичне креслення зображує поверхню майбутнього судна та дає загальну характеристику його форми. Теоретичне креслення необхідне для розрахунків елементів теоретичного креслення та морехідних якостей майбутнього судна – плавучості, остійності, ходовості, непотоплюваності та для розробки конструктивних креслень.

Розробка теоретичного креслення танкера виконувалась за допомогою програми DELFTship, Rhinoceros 7.0 та AutoCAD 2014. Для вибору форми

корпусу був взятий прототип, що є найбільш близьким за співвідношенням головних розмірів до проєктованого судна.

Математична модель корпусу була побудована за допомогою комп'ютерної програми.

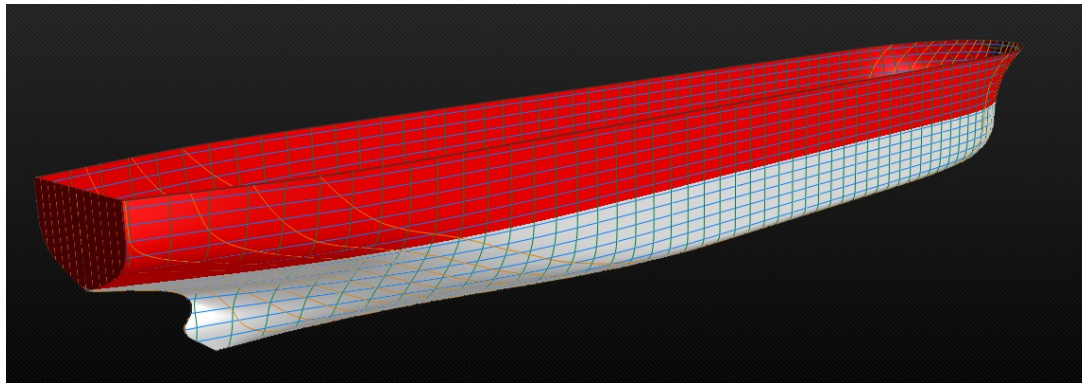


Рис. 2.1. Математична модель корпусу судна побудована за допомогою програми DELFTship

DELFTship - це програма для візуального моделювання корпусу судна та аналізу його стабільності. Вона розроблена з використанням передових технологій, що дозволяє отримувати всі необхідні дані для розрахунків безпосередньо з моделі.

Основні можливості DELFTship включають:

DELFTship Free: безкоштовна версія програми, яка надає можливість моделювати форму корпусу судна. Вона має інтуїтивно зрозумілий інтерфейс, базу даних з моделями, прості 3D-інструменти проєктування та гідростатичні деталі.

DELFTship Professional: професійна версія програми, яка дозволяє розраховувати гідростатику для умов трамбування, імпортувати та експортувати в IGES, зберігати та друкувати розкладки пластин та розробляти асиметричні проєкти корпусів¹².

DELFTload: це передова програма для розрахунку стабільності на борту будь-якого типу судна. Вона використовує реалістичну модель вашого судна, де ви вводите та переглядаєте умови навантаження та дані про стабільність в реалістичному 3D-оточенні¹.

DELFTship також пропонує ряд додаткових розширень, які можна додати до вашого професійного пакету. Кожне розширення пропонує повний набір функцій, і всі розширення побудовані з урахуванням використання корпусу як основи для розрахунків

При розробці теоретичного креслення дуже важливим є вибір обводів носової та кормової частини корпусу, форми шпангоутів.

2.1.1 Побудова обводів форштевня та ахтерштевня. Так як судно, що проектується, має невелику швидкість ходу, то доречно вибрати носову кінцевість з бульбом: геометричні характеристики бульба розраховані на підставі судна – прототипу та статистичних узагальнень експериментальних досліджень.

Кут нахилу надводної частини форштевня до носового перпендикуляра $\alpha=50^\circ$.

Характеристиками носового бульба є:

- Відстань від носового перпендикуляра судна до передньої точки бульба:

$$L_{\text{нб}} = L_{\text{пп}} \cdot l_{\text{нб}} \quad (2.1)$$

де $l_{\text{нб}} = 0.051 - 0.115 \cdot Fr \pm 0.006$ – найбільша довжина бульба;

$$Fr = \frac{0.514 \cdot V_e}{\sqrt{g \cdot L}} = \frac{0.514 \cdot 16}{\sqrt{9.81 \cdot 201.2}} = 0.185 \quad (2.2)$$

$$L_{\text{нб}} = 201.2 \cdot (0.051 - 0.115 \cdot 0.185 + 0.006) = 7.19 \text{ м}$$

- найбільша ширина бульба: $B_{\text{нб}} = B \cdot v_{\text{нб}}$

де $v_{\text{нб}} = 0.145 \pm 0.025$; приймаємо $v_{\text{нб}} = 0.145 + 0.025 = 0.17$, тоді

$$B_{\text{нб}} = 30.78 \cdot 0.17 = 5.23 \text{ м};$$

- найбільша висота шпангоута найбільшої площі бульба:

$$H_{\text{нб}} = 0.93 \cdot d = 0.93 \cdot 10.61 = 9.87 \text{ м};$$

- висота передньої точки бульба від основної площини:

$$H_{\text{нбп}} = h_{\text{нб}} \cdot d;$$

де $h_{\text{нб}} = 0.53$, тоді $H_{\text{нбп}} = 0.53 \cdot 10.61 = 5.62 \text{ м}$

- кут підйому нижньої кромки бульба над ОП, виміряний в районі носового перпендикуляра:

$$\psi_{\text{нб}} = 34 - 105 \cdot Fr = 34 - 105 \cdot 0.185 = 14.58 \text{ град}$$

За отриманими даними було розроблене теоретичне креслення танкеру. Обводи судна забезпечують йому оптимальні морехідні якості та надійність і

зручність в експлуатації. Теоретичне креслення корпусу судна представлено на кресленні.

2.2 Розрахунок мінімальної висоти надводного борту

Розрахунок мінімальної висоти надводного борту виконується за Правилами про вантажну марку морських суден.

Розрахунок складається в визначенні табличного значення базисного надводного борту та внесення до цієї величини поправок, які враховують відхилення геометричних характеристик судна, що проєктуються, від стандартного.

В Правилах прийняті наступні визначення:

- розрахункова висота борту: $D_p = D = 17.82$ м;
- розрахункова ширина судна: $B_p = B = 30.78$ м
- розрахункова довжина:

$$L_p = \max \begin{cases} L_{p_1} \\ L_{p_2} \end{cases} \quad (2.3)$$

де

$$L_{p_1} = L + \Delta l_n \quad L_{p_2} = 0.96(L + \Delta l_n + \Delta l_k) \quad (2.4)$$

$$\Delta l_n = 2.9 \text{ м} \quad \Delta l_k = 3.0 \text{ м}$$

$$L_{p_1} = 201.2 + 2.9 = 204.1 \text{ м} \quad L_{p_2} = 0.96(201.2 + 2.9 + 3.0) = 198.82 \text{ м}$$

в розрахунках приймаємо $L_p = 204.1$ м;

- розрахункова осадка: $d_p = 0.85 \cdot D_p$; $d_p = 0.85 \cdot 17.82 = 15.15$ м;
- коефіцієнт загальної повноти

$$C_{Bp} = \frac{V_p}{L_p \cdot B_p \cdot d_p} \quad (2.5)$$

де V_p – об’ємна водотоннажність без урахування виступаючих частини при розрахунковій осадці d_p м, яка визначається за формулою:

$$V_p = V_{BВл} \cdot \left(\frac{d_p}{d} \right)^{c_w/c_B} \quad (2.6)$$

ВВЛ – об’ємна водотоннажність до ВВЛ, м³;

$$V_{\text{ВВЛ}} = \frac{\Delta}{k \cdot \gamma} = \frac{52174}{1.03 \cdot 1.025} = 49419 \text{ м}^3$$

$$V_p = 49419 \cdot \left(\frac{15.15}{10.61} \right)^{0.851/0.767} = 73372 \text{ м}^3$$

$$C_{B_p} = \frac{73372}{204,1 \cdot 30,78 \cdot 15,15} = 0.771$$

Подальші розрахунки проведемо згідно п. 4.4. [6].

Мінімальний надводний борт знаходиться за формулою:

$$F_{\min} = (F_0 + \Delta_2) \cdot X_g + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4 \text{ мм} \quad (2.7)$$

$$F_{\min} = (3296 + 67) \cdot 1.063 + 1098 + 67 + 656 + 0 = 5396 \text{ мм}$$

де F_0 – базисний надводний борт для розрахункової довжини, визначається за табл. 4.1.3.2. [6]:

$$F_0 = 3296 \text{ мм};$$

X_g – поправка на відступ розрахункового коефіцієнта загальної повноти проектованого судна C_{B_p} від стандартного значення, яке дорівнює 0.68 так як

$$C_{B_p} = 0.771 \geq 0.68 \text{ тоді}$$

$$X_g = \frac{C_{B_p} + 0.68}{1.36} = \frac{0.771 + 0.68}{1.36} = 1.067 \quad (2.8)$$

Δ_1 – поправка на висоту борту, мм

так як розрахункова висота борту D_p перевищує відношення

$$\frac{L}{15} = \frac{201,2}{15} = 13,41,$$

то надводний борт повинен бути збільшений на поправку

$$\Delta_1 = \left(D_p - \frac{L}{15} \right) \cdot R, \quad (2.10)$$

де $R = 250$ - при довжині судна 120 м і більше;

$$\Delta_1 = \left(17.82 - \frac{201,2}{15} \right) \cdot 250 = 1102 \text{ мм};$$

Δ_2 - відрахування на надбудови і ящики; вводиться для суден різного типу; $\Delta_2 = 1070$ мм – для суден довжиною 122 м і більше при $L_H = L_P$; якщо судно має розрахункову довжину надбудов і ящиків менше ніж $1.0L_P$, тоді відрахування Δ_2 помножується на коефіцієнт K_H : $K_H = f(E/L_P)$

Згідно табл. 4.4.6.2 – 2 [6] $K_H = 0.063$, тоді

$$\Delta_2 = 1102 \cdot 0.063 = 69 \text{ мм};$$

Δ_3 – поправка на відхилення від стандартного профілю сідлуватості; профіль стандартної сідлуватості визначається ординатами за даними табл. 4.3.2. [6], ординати профілю стандартної сідлуватості та коефіцієнти f_i , розраховані в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 Ординати профілю стандартної сідлуватості та коефіцієнти f_i

Положення ординати		Ордината Z_i мм	F	$Z_i \cdot f$
Кормова половина	Кормовий перпендикуляр	$25(L/3+10) = 1928$	1	1928
	1/6 від КП	$11.1(L/3+10) = 856$	3	2568
	1/3 від КП	$2.8(L/3+10) = 216$	3	648
	Середина довжина судна	0	1	0
Носова половина	Середина довжини судна	0	1	0
	1/3 від НП	$5.6(L/3+10) = 432$	3	1296
	1/6 від НП	$22.2(L/3+10) = 1712$	3	5136
	Носовий перпендикуляр	$50(L/3+10) = 3855$	1	3855

Судно, що проектується, не має сідлуватості. Таким чином профіль сідлуватості відрізняється від стандартного, у зв'язку з чим визначається недолік сідлуватості для носової і кормової половини судна за формулами:

- недолік сідлуватості в носу:

$$\Delta C_H = \frac{\sum Z_{icm}^H \cdot f_i - \sum Z_{i\phi}^H \cdot f_i}{8} = \frac{3855 + 5136 + 1296}{8} = 1286 \text{ мм} \quad (2.11)$$

- недолік сідлуватості в кормі:

$$\Delta C_H = \frac{\sum Z_{icm}^H \cdot f_i - \sum Z_{i\phi}^H \cdot f_i}{8} = \frac{1928 + 2568 + 648}{8} = 643 \text{ мм} \quad (2.12)$$

- недолік сідлуватості по судну взагалі:

$$\Delta C = \frac{\Delta C_H + \Delta C_K}{2} = \frac{1286 + 643}{2} = 1288 \text{ мм} \quad (2.13)$$

Поправка Δ_3 визначається за формулою:

$$\Delta_3 = \Delta C \left(0.75 - \frac{S}{2 \cdot L} \right) \quad (2.14)$$

де $S = 26 \text{ м}$ – сумарна довжина закритих надбудов;

$$\Delta_3 = 1288 \left(0.75 - \frac{26}{2 \cdot 201.2} \right) = 882 \text{ мм} \quad (2.15)$$

Δ_4 – поправка на положення палубної лінії мм $\Delta_4 = 0 \text{ мм}$

Таким чином мінімальний надводний борт буде дорівнювати:

Максимально допустима осадка визначається за формулою:

$$d_{\max} = D_p - F_{\min} \text{ м} \quad (2.16)$$

$$d_{\max} = 17.82 - 5.396 = 12,42 \text{ м}$$

$$d_{\text{ВВЛ}} = 12,42 \text{ м}$$

Таким чином $d_{\max} \geq d_{\text{ВВЛ}}$, це означає, що проектуємо судно задовольняє вимогам Правил Регістру про мінімальний надводний борт морських суден.

Висота надводного борту в носу визначається як відстань по вертикалі на носовому перпендикулярі між ватерлінією, яка відповідає призначеному літньому надводному борту і верхній кромці відкритої палуби у борта, і повинна бути не менше висоти, що визначається за формулою:

$$F_{\min \text{ н}} \geq 56 \cdot L \left(1 - \frac{L}{500} \right) \cdot \frac{1.36}{C_{Bp} + 0.68} \quad (2.17)$$

$$F_{\min \text{ н}} \geq 56 \cdot 201.2 \left(1 - \frac{201.2}{500} \right) \cdot \frac{1.36}{0.771 + 0.68} = 6311 \text{ мм}$$

$$D_H = d + F_{\min \text{ н}} = 10.61 + 6.31 = 16,92 \text{ м}$$

Розрахунок гідростатики та побудови кривих елементів теоретичного креслення було виконано за допомогою програми DELFTship.

Hydrostatics

Water density : 1,0250

Trim: 0,000 m

Draft	Displ FW	Displ.	LCB	VCB	TCB	KMt	KMI	MCT	TpCm
m	t	t	m	m	m	m	m	t*m/cm	t/cm
0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,00	0,000
1,000	4159,531	4263,519	112,652	0,517	0,000	68,265	2180,225	461,89	45,784
2,000	8770,698	8989,966	111,814	1,036	0,000	36,592	1167,779	521,32	48,408
3,000	13564,099	13903,202	111,202	1,554	0,000	25,658	806,779	556,42	49,773
4,000	18469,347	18931,080	110,683	2,071	0,000	20,403	620,341	581,73	50,751
5,000	23456,328	24042,736	110,209	2,588	0,000	17,379	505,518	600,99	51,462
6,000	28507,421	29220,106	109,747	3,104	0,000	15,515	429,499	619,25	52,089
7,000	33619,674	34460,165	109,278	3,621	0,000	14,344	376,611	638,83	52,728
8,000	38796,047	39765,948	108,794	4,138	0,000	13,604	338,979	661,79	53,424
9,000	44049,034	45150,259	108,271	4,659	0,000	13,150	314,443	695,17	54,329
10,000	49404,054	50639,154	107,672	5,184	0,000	12,913	299,795	741,49	55,497
11,000	54879,161	56251,139	106,998	5,714	0,000	12,828	289,144	792,41	56,739

NOTE 1: Draft (and all other vertical heights) is measured from base Z=0,000

NOTE 2: All calculated coefficients based on actual dimensions of submerged body.

Nomenclature

Draft	<i>Moulded draft, measured from baseline</i>
Displ FW	<i>Displacement fresh water</i>
Displ.	<i>Displacement</i>
LCB	<i>Longitudinal center of buoyancy, measured from the aft perpendicular at X=0.0</i>
VCB	<i>Vertical center of buoyancy</i>
TCB	<i>Transverse center of buoyancy</i>
KMt	<i>Transverse metacentric height</i>
KMI	<i>Longitudinal metacentric height</i>
MCT	<i>Moment to change trim one unit</i>
TpCm	<i>Weight to change the immersion with one unit</i>

Design hydrostatics report

Parent 36 - Shallow draft tanker

Designer Maksym

Created by M. van Engeland

Comment

Filename .fbm

Design length	201,200m	Midship location	100,600m
Length of buoyancy model	211,156m	Water density	1,0250
Design beam	30,780m	Mean shell thickness	0,0000m
Maximum beam	30,780m	Appendage coefficient	1,0000
Design draft	10,610m		

Volume properties		Waterplane properties	
Moulded volume	52729,289m ³	Length on waterline	205,847m
Total displaced volume	52729,289m ³	Beam on waterline	30,780m
Displacement	54047,520t	Entrance angle	58,8deg
Block coefficient	0,7670	Waterplane area	5489,40m ²
Prismatic coefficient	0,773	Waterplane coefficient	0,851
Vert. prismatic coefficient	0,992	Waterplane center of floatation	100,733m
Wetted surface area	8906,89m ²	Transverse moment of inertia	386932,510m ⁴
Longitudinal center of buoyancy	107,268m	Longitudinal moment of inertia	15175887,127m ⁴
Longitudinal center of buoyancy	3,239%		
Vertical center of buoyancy	5,507m		
Total length of submerged body	209,358m		
Total beam of submerged body	30,780m		

Midship properties		Initial stability	
Midship section area	324,68m ²	Transverse metacentric height	12,845m
Midship coefficient	0,992	Longitudinal metacentric height	293,314m

Lateral plane	
Lateral area	2063,33m ²
Longitudinal center of lateral resistance	104,744m
Vertical center of lateral resistance	5,437m

The following layer properties are calculated for both sides of the ship

Location	Area	Thickness	Weight	LCG	TCG	VCG
	m ²	m	t	m	m	m
Layer 0	13818,37	0,000	0,000	102,543	0,000 (CL)	7,493

Sectional areas									
Location	Area	Location	Area	Location	Area	Location	Area	Location	Area
m	m ²	m	m ²	m	m ²	m	m ²	m	m ²
-3,814	0,66	41,956	266,23	87,727	324,68	133,498	324,68	179,268	264,13
0,000	4,21	45,771	281,63	91,541	324,68	137,312	324,70	183,082	236,08
3,814	11,37	49,585	294,22	95,355	324,68	141,126	324,75	186,897	201,64
7,628	30,43	53,399	304,05	99,170	324,68	144,940	324,85	190,711	161,97
11,443	62,95	57,213	311,44	102,984	324,68	148,755	324,87	194,525	117,46
15,257	93,65	61,027	316,78	106,798	324,68	152,569	324,52	198,339	67,67
19,071	122,85	64,842	320,42	110,612	324,68	156,383	323,43	202,154	19,36
22,885	151,21	68,656	322,68	114,427	324,68	160,197	321,30	205,968	0,00
26,700	178,55	72,470	323,90	118,241	324,68	164,011	317,46		
30,514	203,98	76,284	324,44	122,055	324,68	167,826	311,36		
34,328	227,29	80,099	324,62	125,869	324,68	171,640	301,13		
38,142	248,06	83,913	324,66	129,683	324,68	175,454	285,91		

NOTE 1: Draft (and all other vertical heights) is measured from base Z=0,000

NOTE 2: All calculated coefficients based on actual dimensions of submerged body.

Рис. 2.2. Площа шпангоутів по довжині судна

MAXSURF - це програма для аналізу та проектування морських судів. Вона надає інтегровані інструменти для моделювання корпусу, оптимізації, прогнозування стабільності, рухів та опору, моделювання та аналізу структур, а також експорту для деталізації судна.

Основні можливості MAXSURF включають:

Моделювання корпусу: MAXSURF дозволяє створювати складні 3D-поверхні, що складають зовнішню частину корпусу судна. Процес проектування динамічний, з інструментами, які дозволяють дизайнеру швидко створювати точні форми корпусу.

Аналіз: MAXSURF включає можливості аналізу, такі як стабільність при пошкодженнях, прогнозування рухів, структурний аналіз та дизайн, прогнозування опору, розрахунок кілеватості та прогнозування рухів.

MAXSURF використовується для проектування різних типів судів, включаючи робочі човни, швидкісні пороми, патрульні судна, оборонні судна, судна для офшорних робіт, яхти та кораблів.

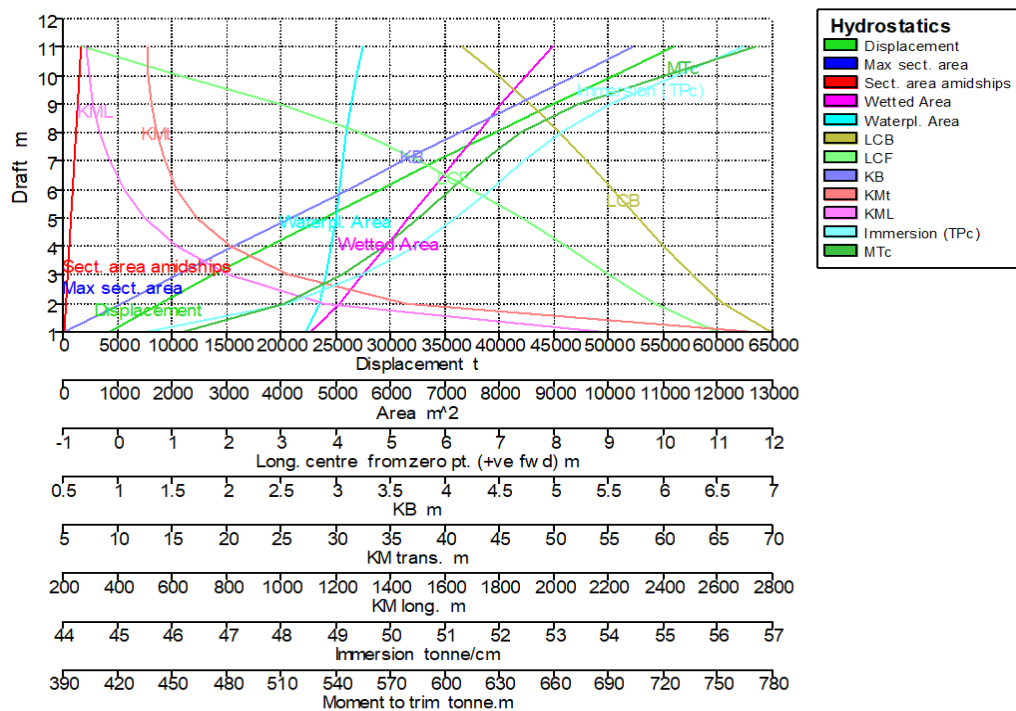


Рис. 2.3. Криві елементів теоретичного креслення в залежності від осадки судна

Displacement t - Водотонажність, тонни

Heel deg - Кут крену, градуси

Draft at FP m - Осадка на носовій перпендикулярі, метри

Draft at AP m - Осадка на кормовому перпендикулярі, метри

Draft at LCF m - Осадка на центрі плавучості, метри

Trim (+ve by stern) m - Трим (+за кормою), метри

WL Length m - Довжина на ватерлінії, метри

Beam max extents on WL m - Максимальна ширина на ватерлінії, метри

Wetted Area m² - Замочена площа, квадратні метри

Waterpl. Area m² - Площа водоплоскості, квадратні метри

Prismatic coeff. (Cp) - Призматичний коефіцієнт (Cp)

Block coeff. (Cb) – Коефіцієнт загальної повноти (Cb)

Max Sect. area coeff. (Cm) - Коефіцієнт повноти мідель-шпангоуту (Cm)

Waterpl. area coeff. (Cwp) - Коефіцієнт повноти площі ватерлінії (Cwp)

LCB from zero pt. (+ve fwd) m - Положення LCB від нульової точки (+вперед), метри

LCF from zero pt. (+ve fwd) m - Положення LCF від нульової точки (+вперед), метри

KB m - Положення KB, метри

KG m - Положення KG, метри

BMt m - Метacentрична висота (BMt), метри

BML m - Метacentрична довжина (BML), метри

GMt m - Гідростатичний метacentр (GMt), метри

GML m - Гідростатична метацентрична довжина (GML), метри

KMt m - Гідростатичний центр мас (KMt), метри

KML m - Гідростатична центральна довжина (KML), метри

Immersion (TPc) tonne/cm - Занурення (TPc), тонни/см

MTc tonne.m - Момент крену (MTc), тонни·м

RM at 1deg = GMt.Disp.sin (1) tonne.m - Момент відновлення

на 1 градус = GMt.Disp.sin (1) тонни·м

Max deck inclination deg - Максимальне нахил палуби, градуси

Trim angle (+ve by stern) deg - Кут трима (+за кормою), градуси

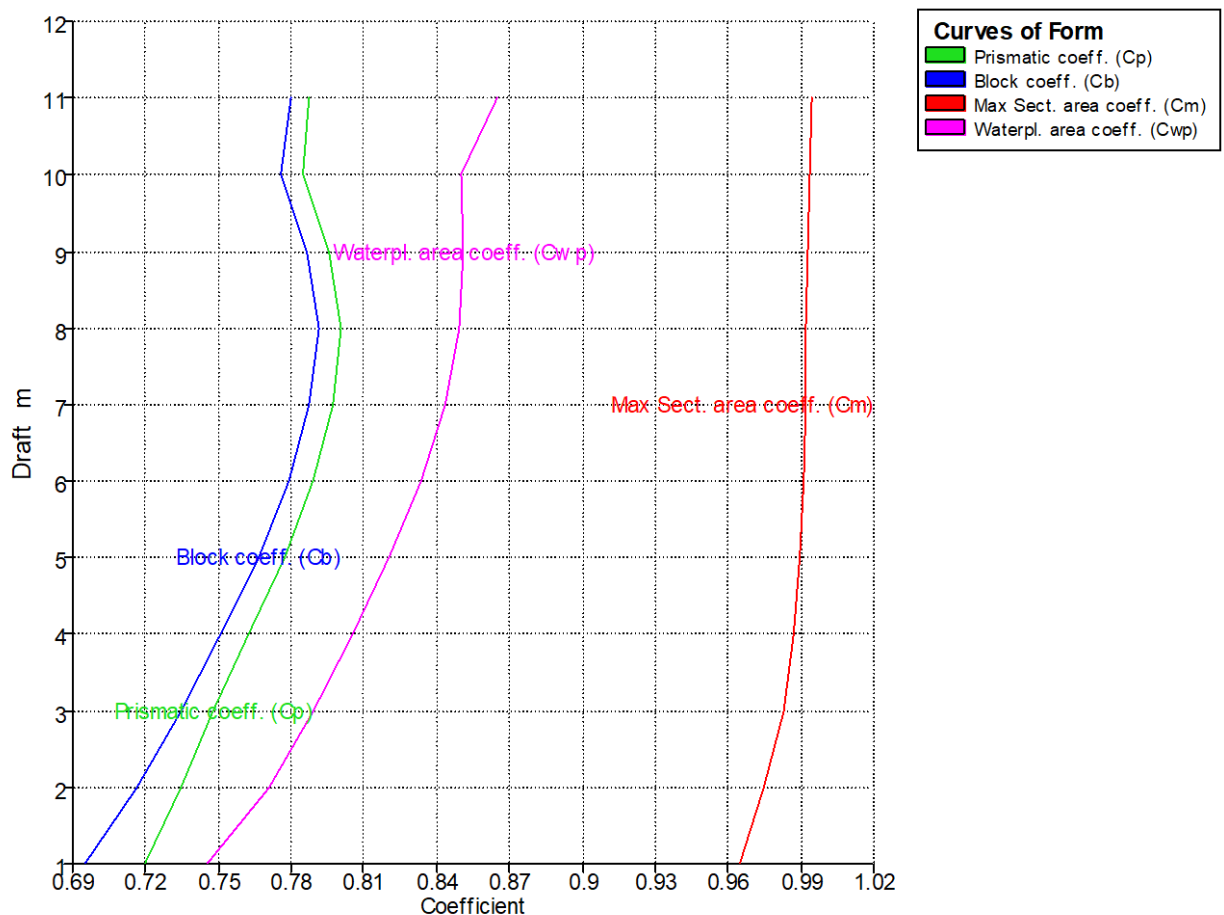


Рис. 2.4. Гідростатичні криві судна

Висновок

У даному розділі було отримане теоретичне креслення танкера, що проектується. У графічній системі AutoCAD 2014 було виконано редагування креслення. Для теоретичного креслення корпусу танкеру, яке було розроблено за допомогою програми Rhinoceros 7.0 та AutoCAD 2014, були розраховані елементи теоретичного креслення. Були розраховані криві елементів теоретичного креслення та площі теоретичних шпангоутів. За результатами розрахунків побудовано креслення кривих елементів теоретичного креслення.

яка відповідає плечу l_{w2} моменту, який кренить, і кутом крену $\theta_{w2} = 50^0$; або кутом заливання θ_f , або кутом крену θ_c , що відповідає точці другого перетину прямої l_{w2} з кривою відновлювальних плечей, в залежності від того, який з цих кутів менше. Площа **a** обмежена кривою відновлюючих пліч, прямою l_{w2} і кутом крену, який дорівнює $\theta_1 - \theta_{1r}$;

5) остійність судна за критерієм погоди $K = b/a$ вважається достатньою, якщо площа **b** дорівнює або більша площі **a**, або $K \geq 1$. Правила рекомендують приймати цю величину не менше 1,5;

6) статичний кут крену θ_{w1} від дії постійного вітру не повинен перевищувати 16^0 , або кут, що дорівнює 0,8 кута входу у воду кромки відкритої палуби, в залежності від того, який з них менший.

7) h_0 - початкова метацентрична висота, що характеризує кут нахилу дотичної до початкової гілки діаграми.

За допомогою програми MaxSurf Stability, яка включає в собі опції неушкоджених і пошкоджених ділянок для широкого спектру аналізів, включаючи вертикальну гідростатику, стійкість під великим кутом, аналіз рівноваги, затоплювану довжину, таблиці KN (поперечні криві), аналіз граничних значень KG і поздовжньої міцності.

Для кожного методу аналізу Stability автоматично виділяє необхідні дані, які потрібно ввести, і надає діалогові вікна для забезпечення правильного введення даних. Програмне забезпечення також дозволяє визначати власні критерії для особливих вимог. У поєднанні з таблицею точок підтоплення це дає повний спектр можливостей для забезпечення відповідності класу.

3.2 Побудова діаграми статичної остійності

Діаграма статичної остійності (ДСО) - це графік залежності відновлюючого моменту від кута крену.

За результатами розрахунку (програма MaxSurf Stability) будуються криві плечей остійності форми, які є залежністю плечей остійності форми від водотоннажності судна при фіксованих кутах крену.

В магістерській роботі перевірка остійності виконується для випадку:

- судно у повному вантажу зі 100% запасів;
- судно в повному вантажу з 50% запасів;
- судно в баласті з 50% запасів.

За результатами розрахунку (програма **MAXSURF Stability**) будуються криві плечей остійності форми (пантокарени), які є залежністю плечей остійності форми від водотоннажності судна при фіксованих кутах крену (дивись креслення МР.135.6112м.10.03). За результатом розрахунків **MAXSURF Stability** була побудована діаграма статичної та динамічної остійності судна.

Розрахунок остійності при 100% завантаженні:

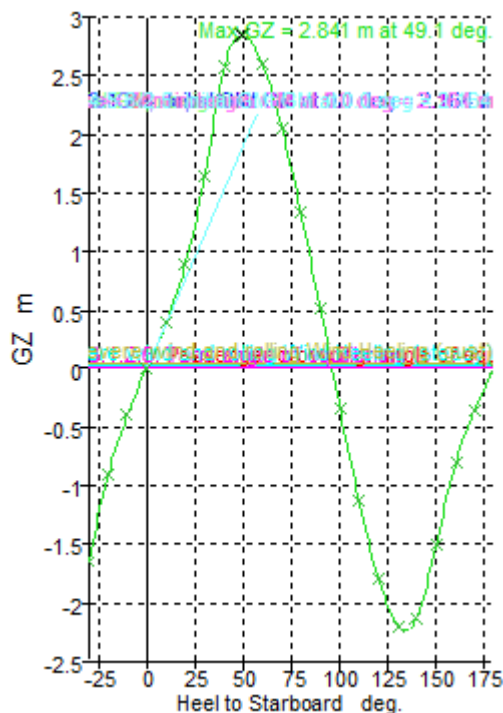


Рис. 3.2. Діаграма статичної остійності при 100% завантаженні

Таблиця 3.1 Результати розрахунків

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3.1513	m.deg	20.6493	Pass	+555.26
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5.1566	m.deg	41.9594	Pass	+713.70
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1.7189	m.deg	21.3100	Pass	+1139.75
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0.200	m	2.841	Pass	+1320.50
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25.0	deg	49.1	Pass	+96.36
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMt	0.150	m	2.164	Pass	+1342.67
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.5: Passenger crowding: angle of equilibrium	10.0	deg	0.0	Pass	+100.00
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.6: Turn: angle of equilibrium	10.0	deg	0.0	Pass	+100.00
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.2.2: Severe wind and rolling				Pass	
	Angle of steady heel shall not be greater than ($\leq$)	16.0	deg	0.6	Pass	+96.08
	Angle of steady heel / Deck edge immersion angle shall not be greater than ($\leq$)	80.00	%	1.78	Pass	+97.77
	Area1 / Area2 shall not be less than ($\geq$)	100.00	%	497.03	Pass	+397.03
4.1 Cargo ships carrying timber deck cargoes	4.1.3.1: Area 0 to 40	4.5837	m.deg	41.9594	Pass	+815.40
4.1 Cargo ships carrying timber deck cargoes	4.1.3.2: Maximum GZ	0.250	m	2.841	Pass	+1036.40
4.1 Cargo ships carrying timber deck cargoes	4.1.3.3a: Initial GM, navigation	0.000	m	2.164	Pass	infinite
4.1 Cargo ships carrying timber deck cargoes	4.1.3.3b: Initial GM, departure	0.100	m	2.164	Pass	+2064.00
4.2 Fishing vessel	4.2.3.1: Initial GMt for vessels $\geq$ 24m in length	0.350	m	2.164	Pass	+518.29
4.2 Fishing vessel	4.2.3.1: Initial GMt for vessels $\geq$ 70m in length	0.150	m	2.164	Pass	+1342.67
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.1: GZ area between 0 and angle of maximum GZ	3.1513	m.deg	67.0415	Pass	+2027.42
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.2: Area 30 to 40	1.7189	m.deg	21.3100	Pass	+1139.75
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.3: Maximum GZ at 30 or greater	0.200	m	2.841	Pass	+1320.50
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.4: Angle of maximum GZ	15.0	deg	49.1	Pass	+227.27
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.5: Initial GMt	0.150	m	2.164	Pass	+1342.67
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.1: Area to 30	57.2958	m.deg	20.6493	Fail	-63.96
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.1: Area 0 to 40	57.2958	m.deg	41.9594	Fail	-26.77
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.2: Area 30 to 40	57.2958	m.deg	21.3100	Fail	-62.81
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.3: Maximum GZ at 30 or greater	1.000	m	2.841	Pass	+184.10
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.4: Value of maximum GZ	1.000	m	2.841	Pass	+184.10
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.5: Area under GZ curve to downflooding	57.2958	m.deg	148.0266	Pass	+158.36

Розрахунок остійності при судні в повному вантажу з 50% запасів:

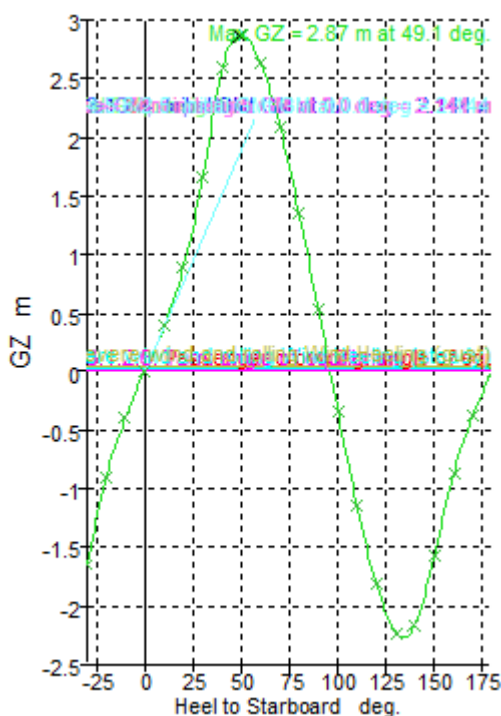


Рис. 3.3. Діаграма статичної остійності при судні в повному вантажу з 50% запасів

Таблиця 3.2 Результати розрахунків

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3.1513	m.deg	20.6548	Pass	+555.44
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5.1566	m.deg	42.0634	Pass	+715.72
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1.7189	m.deg	21.4086	Pass	+1145.48
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0.200	m	2.870	Pass	+1335.00
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25.0	deg	49.1	Pass	+96.36
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMt	0.150	m	2.144	Pass	+1329.33
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.5: Passenger crowding: angle of equilibrium	10.0	deg	0.0	Pass	+100.00
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.6: Turn: angle of equilibrium	10.0	deg	0.0	Pass	+100.00
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.2.2: Severe wind and rolling				Pass	
	Angle of steady heel shall not be greater than (<=)	16.0	deg	0.7	Pass	+95.84
	Angle of steady heel / Deck edge immersion angle shall not be greater than (<=)	80.00	%	1.90	Pass	+97.63
	Area1 / Area2 shall not be less than (>=)	100.00	%	500.04	Pass	+400.04
4.1 Cargo ships carrying timber deck cargoes	4.1.3.1: Area 0 to 40	4.5837	m.deg	42.0634	Pass	+817.67
4.1 Cargo ships carrying timber deck cargoes	4.1.3.2: Maximum GZ	0.250	m	2.870	Pass	+1048.00
4.1 Cargo ships carrying timber deck cargoes	4.1.3.3a: Initial GM, navigation	0.000	m	2.144	Pass	infinite

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
4.1 Cargo ships carrying timber deck cargoes	4.1.3.3b: Initial GM, departure	0.100	m	2.144	Pass	+2044.00
4.2 Fishing vessel	4.2.3.1: Initial GMt for vessels >= 24m in length	0.350	m	2.144	Pass	+512.57
4.2 Fishing vessel	4.2.3.1: Initial GMt for vessels >= 70m in length	0.150	m	2.144	Pass	+1329.33
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.1: GZ area between 0 and angle of maximum GZ	3.1513	m.deg	67.3173	Pass	+2036.18
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.2: Area 30 to 40	1.7189	m.deg	21.4086	Pass	+1145.48
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.3: Maximum GZ at 30 or greater	0.200	m	2.870	Pass	+1335.00
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.4: Angle of maximum GZ	15.0	deg	49.1	Pass	+227.27
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.5: Initial GMt	0.150	m	2.144	Pass	+1329.33
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.1: Area to 30	57.2958	m.deg	20.6548	Fail	-63.95
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.1: Area 0 to 40	57.2958	m.deg	42.0634	Fail	-26.59
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.2: Area 30 to 40	57.2958	m.deg	21.4086	Fail	-62.63
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.3: Maximum GZ at 30 or greater	1.000	m	2.870	Pass	+187.00
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.4: Value of maximum GZ	1.000	m	2.870	Pass	+187.00
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.5: Area under GZ curve to downflooding	57.2958	m.deg	149.7536	Pass	+161.37

Розрахунок остійності при судні поронем з 50% запасів:

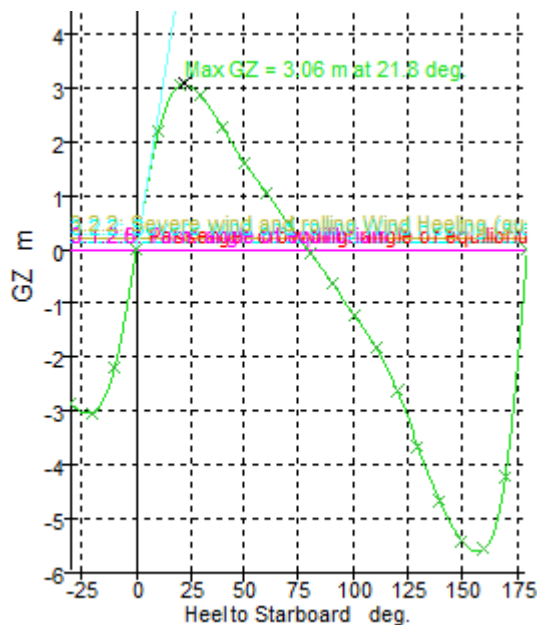


Рис. 3.4. Діаграма статичної остійності при судні в баласті з 50% запасів

Таблиця 3.3 Результати розрахунків

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3.1513	m.deg	68.9868	Pass	+2089.15
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5.1566	m.deg	94.6253	Pass	+1735.03
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1.7189	m.deg	25.6385	Pass	+1391.57
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0.200	m	2.839	Pass	+1319.50
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25.0	deg	21.8	Fail	-12.73
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMt	0.150	m	14.067	Pass	+9278.00
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.5: Passenger crowding: angle of equilibrium	10.0	deg	0.0	Pass	+100.00
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.6: Turn: angle of equilibrium	10.0	deg	0.0	Pass	+100.00
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.2.2: Severe wind and rolling				Pass	
	Angle of steady heel shall not be greater than ($\leq$)	16.0	deg	0.6	Pass	+96.13
	Angle of steady heel / Deck edge immersion angle shall not be greater than ($\leq$)	80.00	%	1.14	Pass	+98.58
	Area1 / Area2 shall not be less than ($\geq$)	100.00	%	176.16	Pass	+76.16
4.1 Cargo ships carrying timber deck cargoes	4.1.3.1: Area 0 to 40	4.5837	m.deg	94.6253	Pass	+1964.39
4.1 Cargo ships carrying timber deck cargoes	4.1.3.2: Maximum GZ	0.250	m	3.060	Pass	+1124.00
4.1 Cargo ships carrying timber deck cargoes	4.1.3.3a: Initial GM, navigation	0.000	m	14.067	Pass	infinite
4.1 Cargo ships carrying timber deck cargoes	4.1.3.3b: Initial GM, departure	0.100	m	14.067	Pass	+13967.00
4.2 Fishing vessel	4.2.3.1: Initial GMt for vessels $\geq$ 24m in length	0.350	m	14.067	Pass	+3919.14
4.2 Fishing vessel	4.2.3.1: Initial GMt for vessels $\geq$ 70m in length	0.150	m	14.067	Pass	+9278.00
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.1: GZ area between 0 and angle of maximum GZ	3.6201	m.deg	44.5855	Pass	+1131.62
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.2: Area 30 to 40	1.7189	m.deg	25.6385	Pass	+1391.57
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.3: Maximum GZ at 30 or greater	0.200	m	2.839	Pass	+1319.50
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.4: Angle of maximum GZ	15.0	deg	21.8	Pass	+45.45
4.5 Offshore supply vessel	4.5.6.2.5: Initial GMt	0.150	m	14.067	Pass	+9278.00
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.1: Area to 30	57.2958	m.deg	68.9868	Pass	+20.40
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.1: Area 0 to 40	57.2958	m.deg	94.6253	Pass	+65.15
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.2: Area 30 to 40	57.2958	m.deg	25.6385	Fail	-55.25
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.3: Maximum GZ at 30 or greater	1.000	m	2.839	Pass	+183.90
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.4: Value of maximum GZ	1.000	m	3.060	Pass	+206.00
4.9 Container ships >100m. IMPORTANT - requires C as defined in 4.9.2.6	4.9.2.5: Area under GZ curve to downflooding	57.2958	m.deg	136.8561	Pass	+138.86

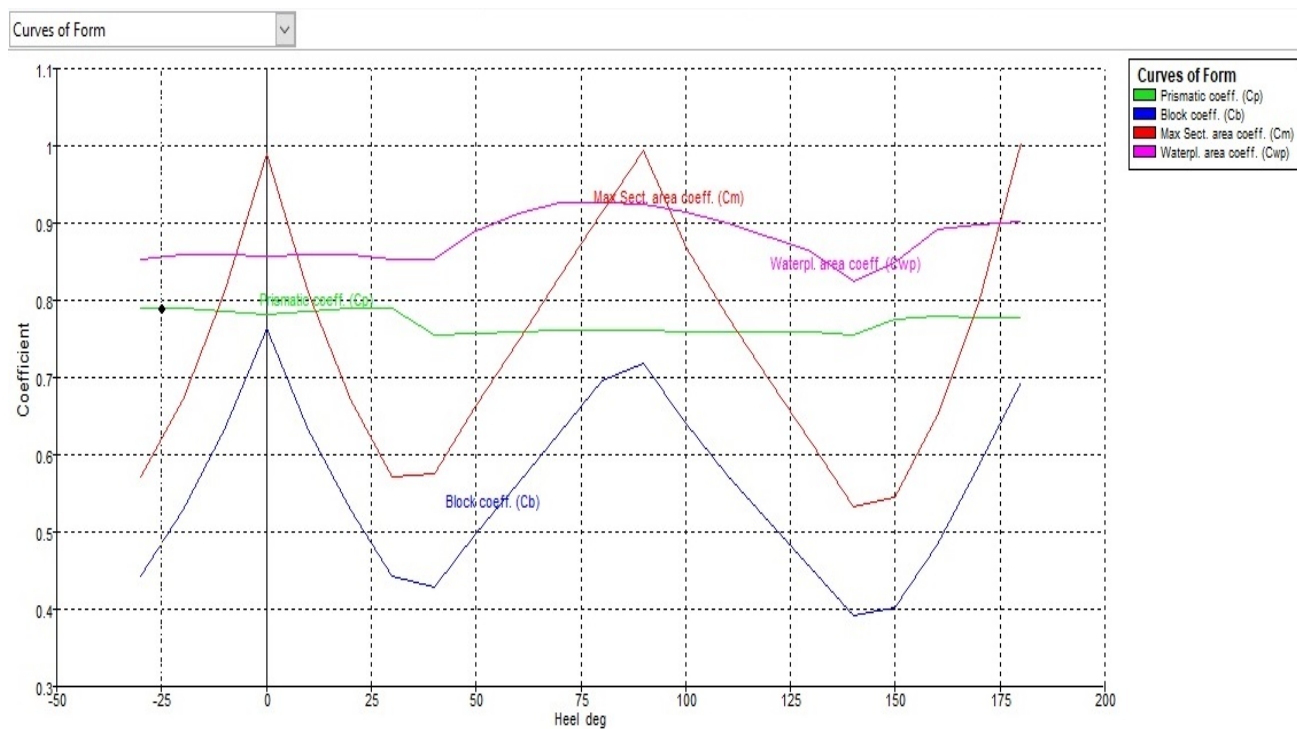


Рис. 3.5. Криві форми

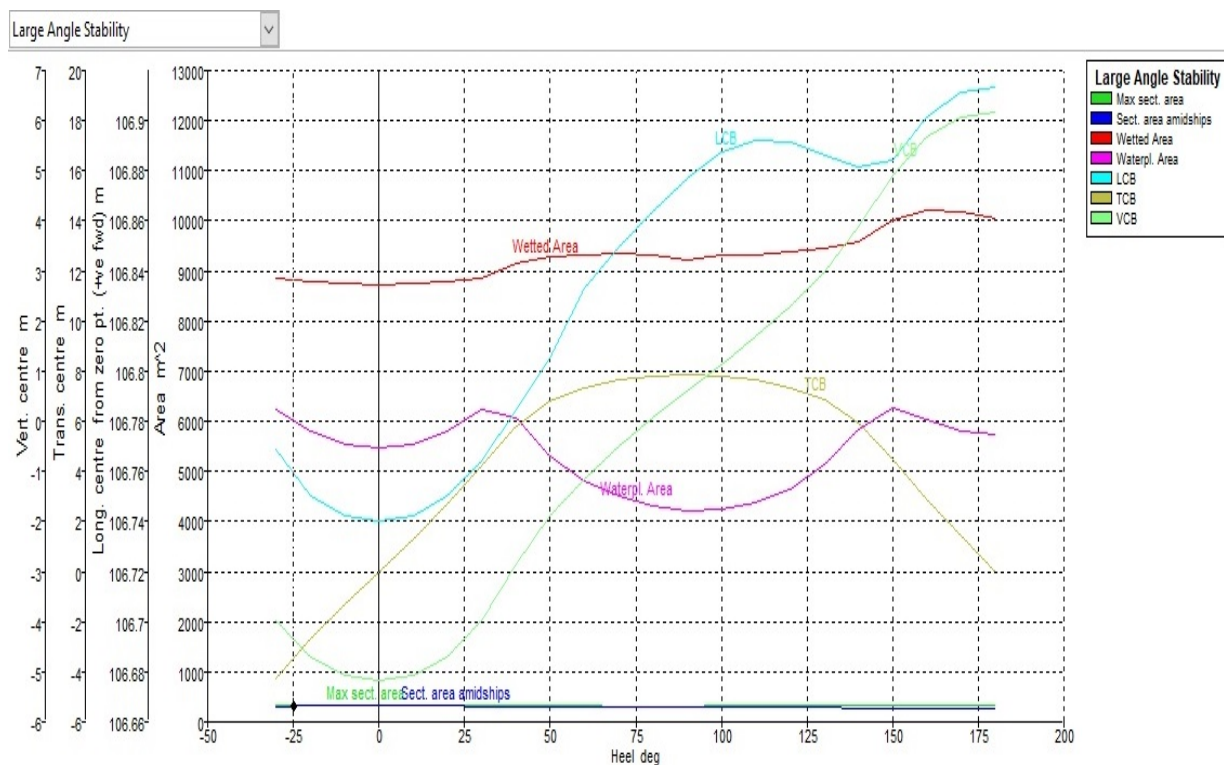


Рис. 3.6. Стабільність при великих кутах нахилу

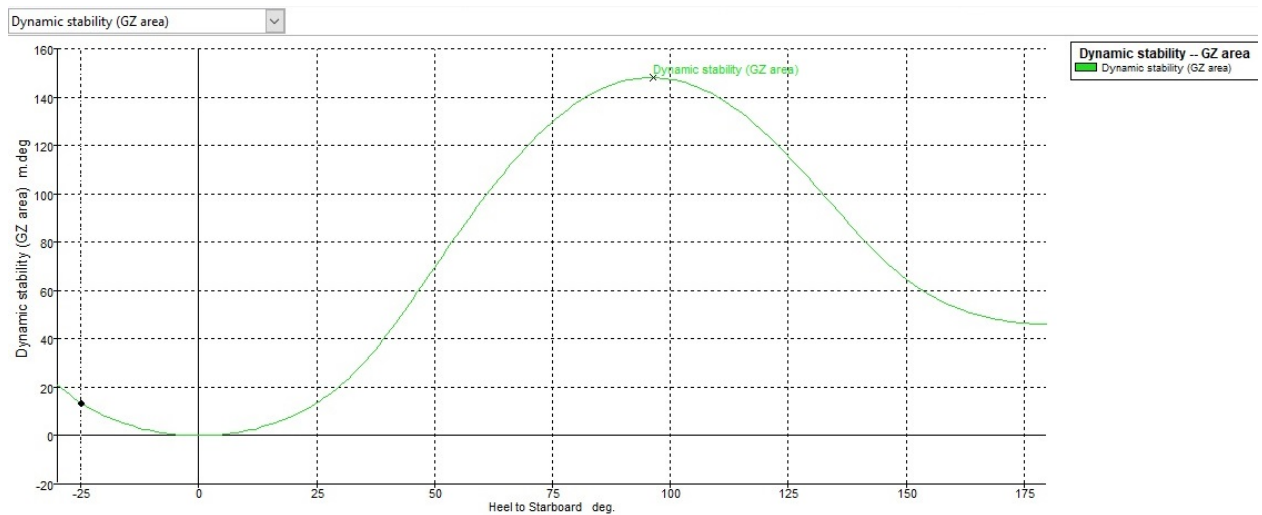


Рис. 3.7. Графік динамічної остійності судна

3.3 Розрахунок амплітуди хитамиці

Амплітуда хитамиці судна з круглою скулою, розраховується за формулою [4]:

$$\theta_{1r} = 109kX_1X_2\sqrt{rS}, \text{ град} \quad (3.1)$$

де: k - коефіцієнт, який враховує вплив скулового або брускового кіля;

$k = 1$, якщо такий кіль відсутній;

X_1 - безрозмірний множник, який визначається в залежності від відношення ширини до осадки судна B/d , Таблиця 2.1.5.1-1 [4].

$$X_1 = f(B/d) = 30,78/10,61 = (2,9) = 0,9; \quad (3.2)$$

X_2 - безрозмірний множник, який визначається в залежності від коефіцієнта загальної повноти судна C_b , Таблиця 2.1.5.1-2 [4]

$$X_2 = f(C_b) = f(0.765) = 1; \quad (3.3)$$

r - параметр, який визначається за формулою:

$$r = 0.73 + 0,6(z_g - d)/d = 0.73 + 0.6(10,74 - 10.61)/10.61 = 0,74; \quad (3.4)$$

S - безрозмірний множник, який визначається в залежності від району плавання судна і періоду хитамиці T , який розраховується за формулою:

$$T = 2cB/\sqrt{h_0}, \text{ сек.} \quad (3.5)$$

$$c = 0,373 + 0,023 \cdot \frac{B}{d} - 0,043 \frac{L_w}{100}; \quad (3.6)$$

Для судна, що проектується, початкова метацентрична висота складає 2,257 м.(згідно розраунку MaxSurf Stabilitty)

L_w - довжина судна по вантажну ватерлінію, $L_w = 201.2$ м;

$$c = 0,373 + 0,023 \cdot 30,78/10,61 - 0,043 \cdot 201,2/100 = 0,353;$$

$$T = 2 \cdot 0,353 \cdot 30,78 / (2,257)^{0,5} = 14,48 \text{ сек.}, \text{ тоді } S = 0,053;$$

$$\theta_{1r} = 109kX_1X_2\sqrt{rS} = 109 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot (0,74 \cdot 0,053)^{0,5} = 19,4^\circ. \quad (3.7)$$

3.3.1 Розрахунок площі парусності, аплікати центра парусності та плеча кренувального моменту від тиску вітру:

Кренувальне плече l_{w1} ,м береться постійним для всіх кутів крену і розраховується за формулою:

$$l_{w1} = p_v \cdot A_v \cdot Z_v / (1000 \cdot g \cdot D) \quad (3.8)$$

Z_v - плече парусності, м, яке береться рівним виміряній по вертикалі відстані від центра площі парусності A_v , до центра площі проекції підводної частини корпусу на ДП.

Знайдемо площу парусності та відстань центра парусності від площини діючої ватерлінії:

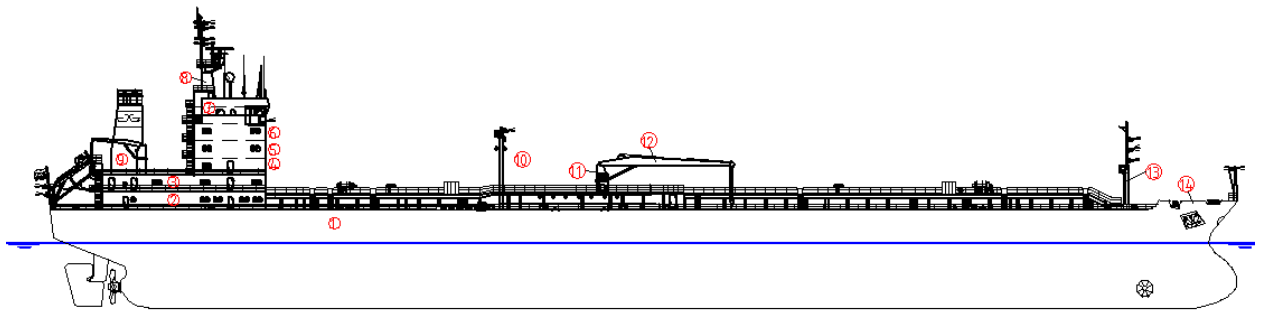


Рис. 3.8. До розрахунку бокової парусності судна

Таблиця 3.4 Розрахунок бокової парусності судна

№ елемента за рисунок 3.8	Найменування елемента судна	Розміри елемента судна у боковому плані, м	Відстань елемента судна від площини КВЛ, z, м	Площа елемента судна у боковому плані, F, м ²	Коефіцієнт обтікання, K, [11]	F x K, м ²	F x K x z, м ³
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Надводна частина корпусу	201,2×7.11	3.55	1430.53	1	1430.53	5078.39
2	1-ий ярус рубки	25,4×2,6	4.85	66.04	1	66.04	320.29
3	2-ий ярус рубки	25,4×2,6	12.61	66.04	1	66.04	832.76
4	3-ій ярус рубки	11,3×2,6	15.21	29.38	1	29.38	446.87
5	4-ий ярус рубки	11,3×2,6	17.81	29.38	1	29.38	523.26
6	5-ий ярус рубки	11,3×2,6	20.41	29.38	1	29.38	599.65
7	ходовий місток	11,3×2,6	23.01	29.38	1	29.38	676.03
8	грот мачта	4,0×1,3	23.76	5.2	0.6	3.12	74.13
9	кожух труби	11,2×4,8	26.16	52.8	0.65	34.32	897.81
10	сигнальна мачта	12,8×2,0	5.55	24	0.6	14.4	79.92
11	башта крану	5×1,8	4.45	9	0.65	5.85	26.033
12	стріла крану	16×0,7	5	11.2	0.65	7.28	36.4
13	фок-мачта	9,5×2,0	4.75	19	0.6	11.4	54.15
14	козирок	10×1,1	6	11	1	11	66
Σ	-----	-----	-----	-----	----- -	1767.5	9711.7

Аплікату центру парусності, відраховану від площі КВЛ розрахуємо за формулою:

$$z = \frac{1.1 \Sigma \cdot k \cdot z}{1.05 \Sigma F \cdot k} = \frac{1.1 \cdot 9711.7}{1.05 \cdot 1767.5} = 5.75 \text{ м} \quad (3.9)$$

Тиск вітру p_v , Па, береться з таблиці 2.1.4.1.[11], залежно від району плавання судна:

Таблиця 3.5 Визначення тиску вітру.

Район плавання судна	p_v , Па
Необмежений	504
Обмежений I	353
Обмежений II, IIЗП, IIIЗП	252

Наше судно має необмежений район плавання, отже $p_v = 504$ Па

$D = 51449$ т- водотоннажність судна

$$g = 9.81 \text{ м/с}^2$$

Тоді:

$$l_{w1} = 504 \cdot 9711.7 \cdot \frac{5.75}{1000 \cdot 9.81 \cdot 51447} = 0.056 \text{ м.}$$

Кренувальне плече l_{w2} визначається за формулою:

$$l_{w2} = 1.5 \cdot l_{w1} \text{ м}$$

$$l_{w2} = 1.5 \cdot 0.056 = 0.084 \text{ м}$$

3.3.2 Вимоги Правил Регістру до ДСО

Площа під позитивною частиною ДСО повинна бути не менше, чим 0.055 м·рад до кута крену 30^0 і не менше, чим 0.09 м·рад до кута крену 40^0 . Додатково, площа між кутами крену 30^0 і 40^0 повинна бути не менше 0.03 м·рад.

Максимальне плече ДСО $l_{\max}$ повинно бути не менше 0,25 м для суден довжиною $L \geq 80$ м при куті крену $\theta \geq 30^\circ$. Межа позитивної статичної остійності (кут заочування діаграми) повинна бути не менше 60° .

Згідно розрахунків даного розділу:

- для судна, яке проектується, максимальне плече статичної остійності $l_{\max} = 2,841$ м при крені в $49,1^\circ$ (таблиця 3.1);

- кут заочування ДСО для судна, яке проектується, $\theta_{\text{зак}} = 95,87^\circ$;

- метацентрична висота повинна бути $h_0 \geq 0,15$ м, за розрахунками $h_0 = 2,257$ м

- кут амплітуди хитами судна $\theta_{1r} = 19,4^\circ$;

Плече моменту, який кренить, від тиску вітру постійної швидкості $l_{w1} = 0,056$ м;

Статичний кут крену від дії постійного вітру: $\theta_{w1} = 1,5^\circ < 16^\circ$;

Тоді критерій погоди розраховується як: $K = \mathbf{b/a} = 1,49$.

Остійність за критерієм погоди достатня, так як $K > 1,0$.

Висновок

За наведеними розрахунками судно, що проектується, задовольняє вимогам Правил Регістру [7] до остійності та непотоплюваності судна.

РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ХОДОВОСТІ СУДНА

4.1. Розрахунок ходовості судна

Ходовість – це здатність судна рухатися із заданою швидкістю під впливом рушійної сили, яка створюється судновими рушіями. Величина цієї сили визначається опором, який надає навколишнє середовище переміщенню судна. Величина сили опору залежить від головних розмірювань судна, форми його обводів, характеру і стану його обшивки, швидкості та режиму руху, від параметрів посадки судна та умов його експлуатації [1].

4.1.1. Розрахунок опору води руху судна

Розрахунок опору води руху судна за методом голландського дослідного басейну виконується на ПК за допомогою програми **MAXSURF Resistance 64-bit**. Вихідними даними для програми є: головні розмірювання судна L , B , d у другому наближенні, коефіцієнти повноти C_B , C_M , C_W , кут входу вантажної ватерлінії, швидкість ходу. В розрахунках було прийнято значення швидкості судна більше від експлуатаційної на 5% для урахування збільшення опору води при поступовому обростанні підводної частини корпусу судна мікроорганізмами.

Таблиця 4.1 Основні розміри та характеристики судна

	Item	Value	Units	Holtrop	Series 60
1	LWL	201.2	m	201.2	201.2 (low)
2	Beam	30.78	m	30.78	30.78 (low)
3	Draft	10.61	m	10.61	10.61 (low)
4	Displaced volume	52640.33	m ³	52640.33	52640.333 (high)
5	Wetted area	8808.379	m ²	8808.379	8808.379
6	Prismatic coeff. (Cp)	0.773		0.773	--
7	Waterpl. area coeff. (Cwp)	0.851		0.851	--
8	1/2 angle of entrance	29.4	deg.	29.4	--
9	LCG from midships(+ve for'd)	6.652	m	6.652	--
10	Transom area	0	m ²	0	--
11	Transom wl beam	0	m	--	--
12	Transom draft	0	m	--	--
13	Max sectional area	338.463	m ²	--	--
14	Bulb transverse area	50.039	m ²	50.039	--
15	Bulb height from keel	4.434	m	4.434	--
16	Draft at FP	10.61	m	10.61	--
17	Deadrise at 50% LWL	0	deg.	--	--
18	Hard chine or Round bilge	Round bilge		--	--
19					
20	Frontal Area	0	m ²		
21	Headwind	0	kn		
22	Drag Coefficient	0			
23	Air density	0.001	tonne/m ³		
24	Appendage Area	0	m ²		
25	Nominal App. length	0	m		
26	Appendage Factor	1			
27					
28	Correlation allowance	0.0004		Calculated by method	0.0004
29	Kinematic viscosity	1.19E-06	m ² /s		
30	Water Density	1.0259	tonne/m ³		

Таблиця 4.2 результати розрахунку опору та потужності

	Speed (Kn)	Froude No LWL	Froude No Vol.	Holtrop Resist. kN	Holtrop Power kW	Series 60 Resist. kN	Series 60 Power kW
1	0	0	0	--	--	--	--
2	0.4	0.005	0.011	0.6	0.133	--	--
3	0.8	0.009	0.021	2.3	0.966	--	--
4	1.2	0.014	0.032	5	3.099	--	--
5	1.6	0.019	0.043	8.6	7.095	--	--
6	2	0.023	0.054	13.1	13.502	--	--
7	2.4	0.028	0.064	18.5	22.853	--	--
8	2.8	0.032	0.075	24.8	35.675	--	--
9	3.2	0.037	0.086	31.9	52.486	--	--
10	3.6	0.042	0.097	39.8	73.8	--	--
11	4	0.046	0.107	48.7	100.123	--	--
12	4.4	0.051	0.118	58.3	131.957	--	--
13	4.8	0.056	0.129	68.8	169.799	--	--
14	5.2	0.06	0.14	80	214.141	--	--
15	5.6	0.065	0.15	92.1	265.47	--	--
16	6	0.069	0.161	105.1	324.27	--	--
17	6.4	0.074	0.172	118.8	391.02	--	--
18	6.8	0.079	0.182	133.3	466.197	--	--
19	7.2	0.083	0.193	148.6	550.276	--	--
20	7.6	0.088	0.204	164.6	643.735	--	--
21	8	0.093	0.215	181.5	747.055	--	--
22	8.4	0.097	0.225	199.2	860.733	--	--
23	8.8	0.102	0.236	217.6	985.285	--	--
24	9.2	0.107	0.247	236.9	1121.258	--	--
25	9.6	0.111	0.258	257	1269.245	--	--
26	10	0.116	0.268	278	1429.899	--	--
27	10.4	0.12	0.279	299.8	1603.948	--	--
28	10.8	0.125	0.29	322.6	1792.219	381.9	2121.673
29	11.2	0.13	0.301	346.4	1995.653	412.9	2379.077
30	11.6	0.134	0.311	371.2	2215.329	444.1	2650.449
31	12	0.139	0.322	397.3	2452.48	477.4	2947.056
32	12.4	0.144	0.333	424.6	2708.516	510.6	3257.344
33	12.8	0.148	0.343	453.3	2985.043	545.8	3593.918
34	13.2	0.153	0.354	483.6	3283.878	583.2	3960.056
35	13.6	0.158	0.365	515.6	3607.062	620.5	4341.577
36	14	0.162	0.376	549.4	3956.878	664.2	4783.828
37	14.4	0.167	0.386	585.3	4335.861	709.1	5253.299
38	14.8	0.171	0.397	623.4	4746.798	757.4	5766.99
39	15.2	0.176	0.408	664.1	5192.756	818.7	6402.128
40	15.6	0.181	0.419	707.4	5677.073	880	7062.491
41	16	0.185	0.429	753.6	6203.278	956.1	7869.655

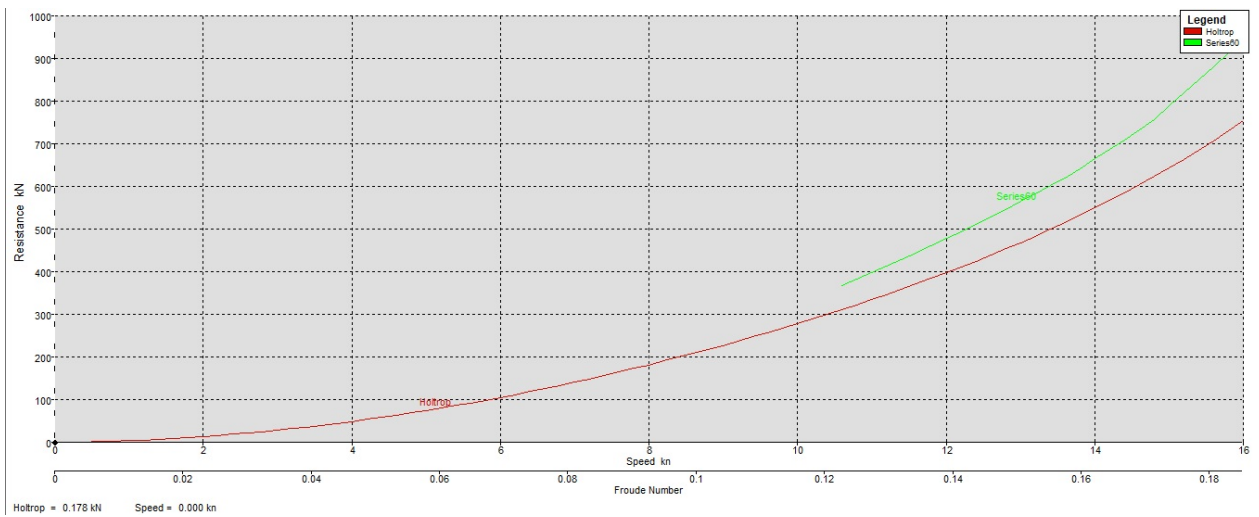


Рис. 4.1. Графік Опору проти швидкості

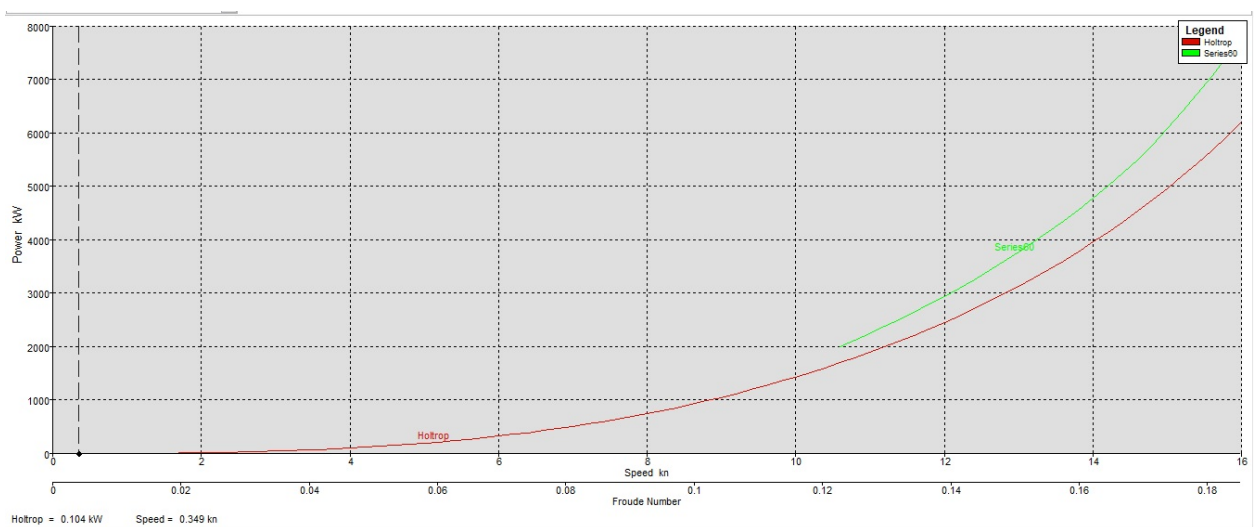


Рис. 4.2. Графік потужності проти швидкості

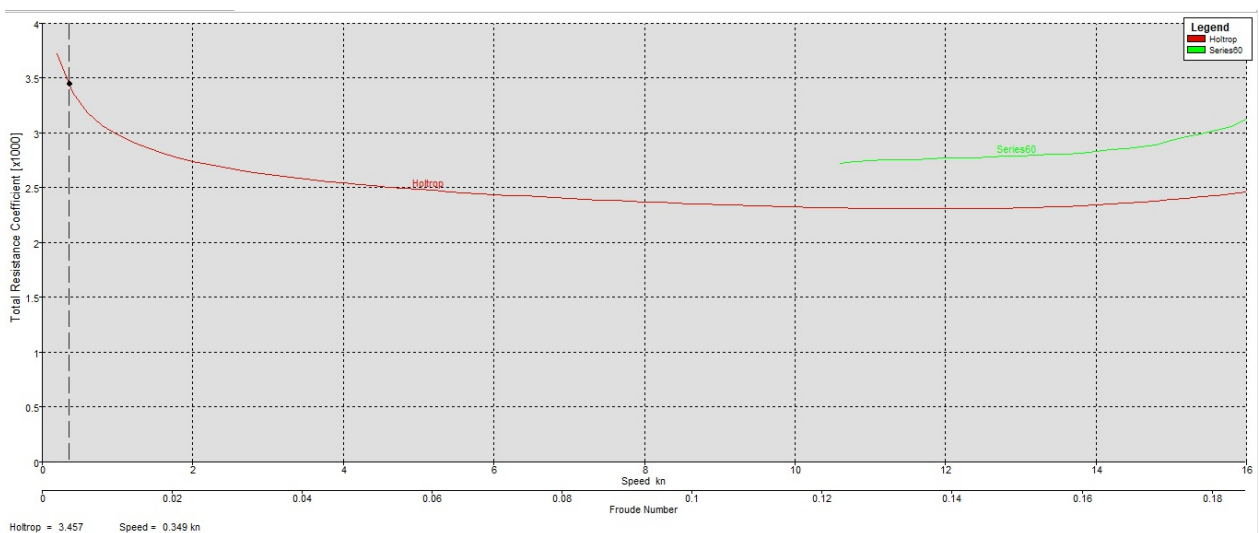


Рис. 4.3. Загальний коефіцієнт опору корпусу проти швидкості.

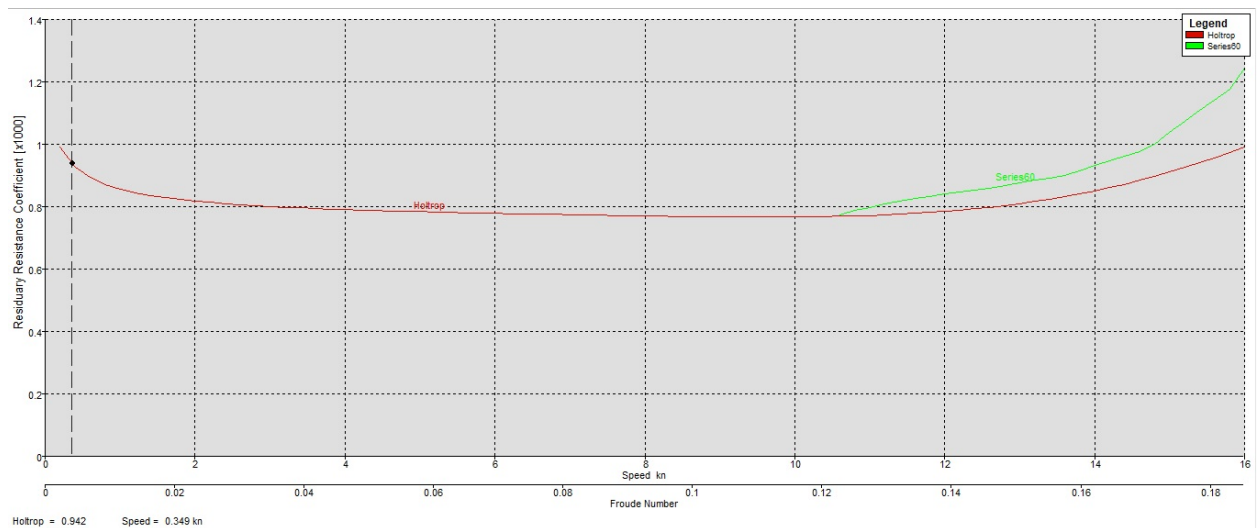


Рис. 4.4. Залишковий коефіцієнт проти швидкості

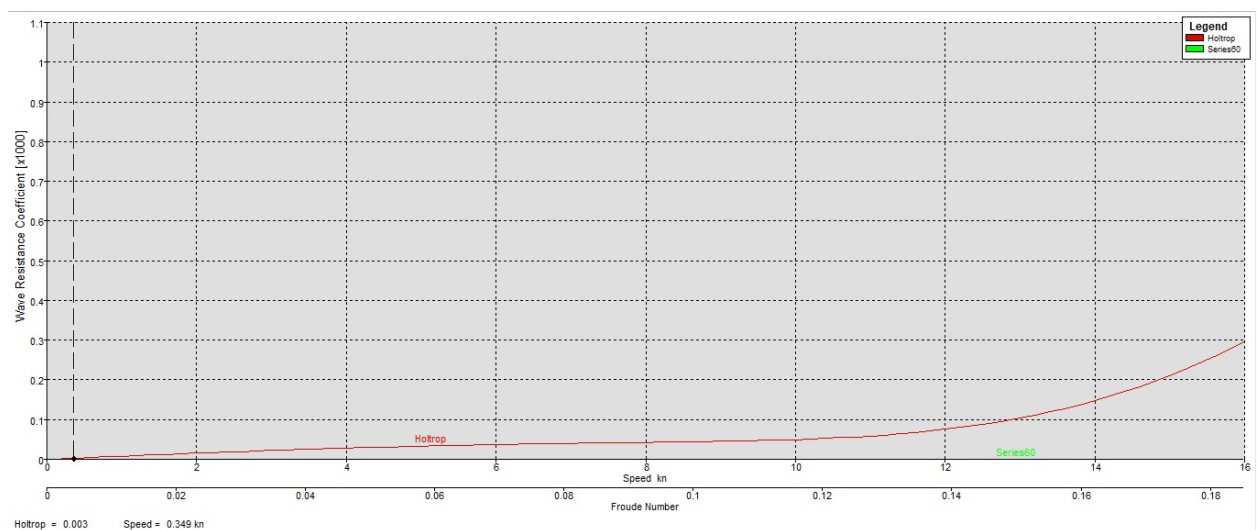


Рис. 4.5. Коефіцієнт хвильового опору проти швидкості

4.1.2. Розрахунок параметрів гребного гвинта для вибору головного двигуна

Для цього розрахунку використовується програма FreeShip+, вихідними даними для якої є: головні розмірювання судна L , B , d , коефіцієнти повноти C_v , C_m , C_w , кількість гребних валів і рулів, кількість лопатів гребного гвинта, швидкість ходу, буксирувальний опір в експлуатаційних умовах. Результати розрахунків наведені нижче.

Розрахунок оптимального гребного гвинта для обраного двигуна

Вихідні дані:

Потужність двигуна, кВт	:	10600.00			
Частота обертання ГТ, об/хв	:	250.00			
Кількість гребних гвинтів	:	1			
Питома маса води, кг/м ³	:	1025.000			
Коефіцієнт спутн. потоку Wt	:	0.345			
Коефіцієнт засмоктування t	:	0.186			
Коефіцієнт впливу неоднорідності на упор	:	1.019			
Коефіцієнт впливу неоднорідності на момент	:	1.000			
ККД валопровода	:	0.980			
ККД редуктора	:	0.980			
Номер діаграми	:	2			
Кількість лопатей	:	4			
Дискове відношення	:	0.550			
Коефіцієнт впливу корпусу на діаметр	:	1.050			
Очікувана швидкість ходу, вуз	:	16.000			
Швидкість (вуз)	:	3.36	6.72	10.08	13.44 16.80
Опір (кН)	:	34.81	128.82	278.68	505.27 910.79

Результати розрахунку оптимального гребного гвинта для обраного двигуна

Таблица

Величина	Розм-сть	Значення					
Vs	вуз	16.00	15.08	15.23	0.000	0.000	
Va	м/с	5.391	5.080	5.129	0.000	0.000	
R	кН	798.0	680.6	698.5	0.000	0.000	
Pe	кВт	6568.	5279.	5471.	0.000	0.000	
Tв	кН	980.7	836.5	858.4	0.000	0.000	
Knt	-	0.475	0.466	0.467	0.000	0.000	
Jopt	-	0.303	0.298	0.299	0.000	0.000	
J	-	0.319	0.313	0.314	0.000	0.000	
D	м	4.061	3.898	3.925	0.000	0.000	
Kt	-	0.203	0.204	0.203	0.000	0.000	
ETAo	-	0.427	0.422	0.422	0.000	0.000	
P/D	-	0.716	0.713	0.713	0.000	0.000	
ETAd	-	0.540	0.534	0.535	0.000	0.000	
Ps	кВт	12666	10296	10651	0.000	0.000	

Характеристики гребного гвинта:

D=3.925 м; P/D=0.713; Ae/Ao=0.550; Z=4
J=0.314; Kt =0.203; 10*Kq=0.240; ETAo=0.422
e/D=0.045; dn/D=0.167; Ni = 15.000 град

Розрахунок гребного гвинта на кавітацію методом Папмеля:

nkr=215.094 1/хвил

n>0.9*nkr ==> УВАГА!!! Можлива кавітація гребного гвинта!

Розрахунок гребного гвинта на загальну міцність для $r/D=0.3$:										
Нпп Величина Розм.			ЗНАЧЕННЯ							
1	Bmax	м	1.149							
2	Bl	м	0.987							
3	e	м	0.141							
4	fi	град	37.111							
5	Gp	-	0.400							
6	Gt	-	1.100							
7	Mr	кН*м	168.453							
8	Mt	кН*м	54.794							
9	F	м2	0.099							
10	Wdz	м3	0.00167							
Тип металу ГТ:			1	2	3	4	5	6	7	8
11	G	кг	191.5	200.6	177.8	193.8	175.5	175.5	180.1	63.82
12	Pc	кН	121.0	126.8	112.4	122.5	111.0	111.0	113.8	40.35
13	Mc	кН*м	20.94	21.94	19.44	21.19	19.20	19.20	19.69	6.980
14	Sigma	Н/мм2	109.9	110.4	109.2	110.1	109.1	109.1	109.3	103.3
15	Sigma	Н/мм2	1.223	1.281	1.135	1.237	1.121	1.121	1.150	0.408
16	Sigma	Н/мм2	111.2	111.7	110.4	111.3	110.2	110.2	110.5	103.7
17	Sigma	-	1.754	1.925	2.030	2.174	2.468	2.649	3.964	4.147
18	Sigma/4	-	0.439	0.481	0.507	0.544	0.617	0.662	0.991	1.037

Примітка: Метал ГТ 1-латунь Лмцж 55-3-1; 2-бронза Браз Н9-4-4; 3-сталь вуглецева 25Л; 4-латунь Ламцж 67-5-2-2; 5-бронза Нева-60; 6-Нева-70; 7-сталь нерж. 1Х14НД; 8-дюралюм.

Якщо $\text{Sigma} > 1 \implies \text{ОК!}$ Міцність ГТ в однорідному потоці забезпечена.

Якщо $\text{Sigma}/4 > 1 \implies \text{ОК!}$ Міцність ГТ у неоднорідному потоці забезпечена.

За даними розрахунків характеристик гребного гвинта в програмі NavCad 2009, модулі HydroComp PropCad побудовано гребний гвинт та представленні креслення.

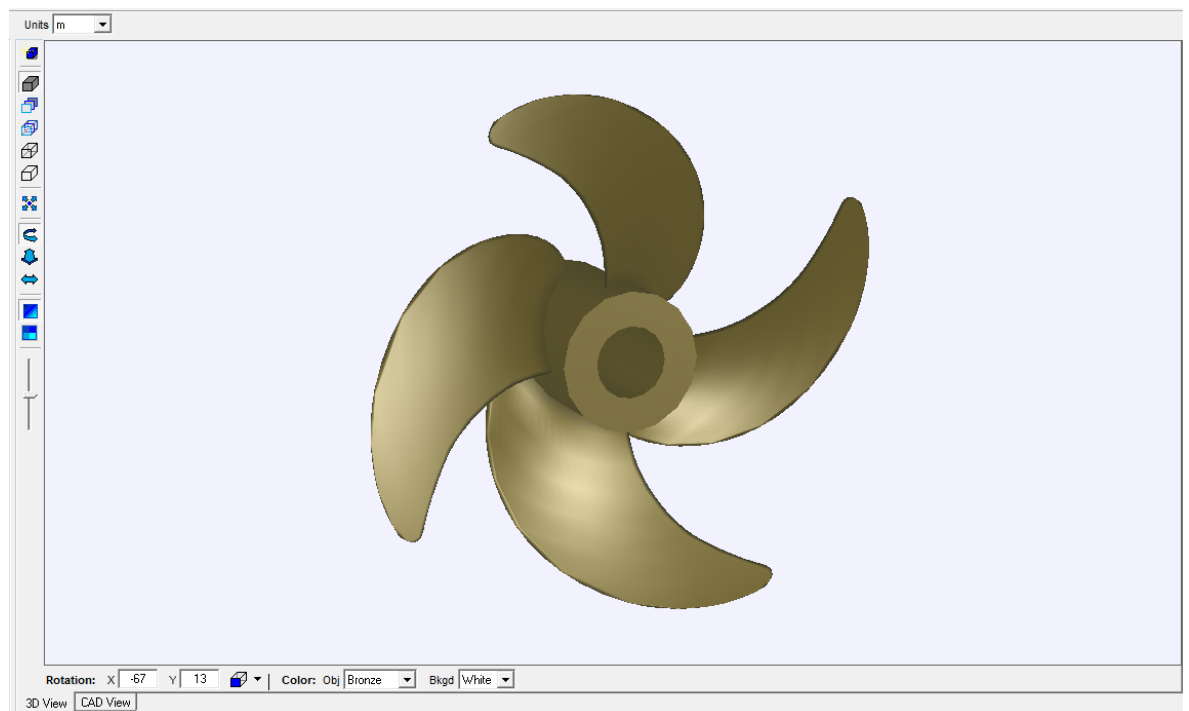


Рис. 4.6. 3-D модель гребного гвинта

4.1.3 Екологічна відповідність

Технологія подвійного пального приносить виняткові користі власникам та операторам суден. Малообертовий двигун X52DF-1.1 фірми «WinGD (Winterthur Gas & Diesel)» працює за принципом бідного згорання: суміш повітря та газу в циліндрі містить більше повітря, ніж потрібно для повного згорання. Бідке згорання зменшує пікові температури і, отже, викиди NOX. Двигун надає вам альтернативи для оптимізації вашої діяльності. У режимі газу двигун вже відповідає вимогам МАРПО III без будь-яких додаткових систем очищення вихлопних газів. Технологія подвійного пального пропонує альтернативи для оптимізації викидів SOX і CO₂, а також бездимної роботи в режимі газу. У режимі рідкого пального, малообертовий двигун X52DF-1.1 повністю відповідає вимогам щодо викидів вихлопних газів МАРПО II, і може відповідати вимогам МАРПО III за допомогою системи обробки вихлопних газів «WinGD (Winterthur Gas & Diesel)».

4.1.4 Гнучкість пального

Однією з основних особливостей перевіреної технології подвійного пального є можливість переключення двигуна з роботи на рідке пальне на роботу на газовому пальному та навпаки. Перехід може відбуватися плавно без втрати потужності чи швидкості. Така гнучкість пального дозволяє відповідати вимогам емісійних норм в контрольованих зонах, надаючи операторам можливість вибору пального з урахуванням вартості та доступності. Перехід відбувається автоматично після команди оператора без перерв у потужності чи швидкості, або миттєво в разі перерви в постачанні газу. Крім того, окрема система рідкого пального дозволяє переключатися від мазуту до важкого палива без перерви в потужності.

Природний газ подається до двигуна через газовий вентильний блок, де газ фільтрується, а тиск газу контролюється. Система включає необхідні

запірно-вентильні клапани для забезпечення безпечного та безперебійного подачі газу під низьким тиском. Газ подається через великий колектор, який проходить вздовж двигуна. До кожного циліндра потім подається окрема труба для випуску газу близько до головки циліндра. Газопровід має подвійну стінкову конструкцію за стандартом.

Під час роботи двигуна в режимі газу, суміш повітря/газу запалюється невеликою кількістю пілотного палива MDO. Кількість пілотного палива оптимізована для оптимального згорання вбудованим регулюванням швидкості та навантаження двигуна та системою моніторингу.

Сучасна система автоматизації надає повну систему безпеки двигуна та місцевий моніторинг. Завдяки повній інтеграції автоматизації зовнішня система керування значно зменшується, що заощаджує простір у керувальній кімнаті двигуна

LWL - довжина по ватерлінії (англ. waterline length) - відстань між носовою та кормовою ватерлініями судна.

Beam - ширина судна на його найширшому місці. **Draft** - осадка судна - вертикальна відстань від ватерлінії до нижньої точки корпусу.

Displaced volume - об'єм води, витіснений корпусом судна. **Wetted area** - площа поверхні корпусу, що знаходиться під водою.

Prismatic coeff. (Cp) - коефіцієнт призматичності - відношення об'єму паралелепіпеда, обмеженого ватерлінією, до об'єму витісненої води.

Waterpl. area coeff. (Cwp) - коефіцієнт площі водоупору - відношення площі водоупору до площі перерізу корпусу на ватерлінії. **1/2 angle of entrance** - половина кута входу - кут між лінією ватерлінії та лінією, що з'єднує носову точку корпусу з точкою перетину лінії ватерлінії з поверхнею води.

LCG from midships(+ve for'd) - продольний центр тяжіння - відстань від носової ватерлінії до продольного центру тяжіння судна.

Transom area - площа дзеркала корми - площа перерізу корпусу на кормовій ватерлінії.

Transom wl beam - ширина корпусу на кормовій ватерлінії.

Transom draft - осадка на кормовій ватерлінії.

Max sectional area - максимальна площа перерізу корпусу.

Bulb transverse area - площа поперечного перерізу баластного кіля.

Bulb height from keel - висота баластного кіля від кіля.

Draft at FP - осадка на передній ватерлінії. **Deadrise at 50% LWL** - кут кілевості на половині довжини по ватерлінії. **Hard chine or Round bilge** - форма бортової лінії корпусу.

Frontal Area - фронтальна площа - площа, яку займає судно в поперечному перерізі. **Headwind** - напрямок вітру відносно судна.

Drag Coefficient - коефіцієнт лобового опору - відношення лобового опору судна до динамічного тиску води на його фронтальну площу.

Air density - густина повітря.

Appendage Area - площа підводних частин корпусу.

Nominal App. length - номінальна довжина підводної частини корпусу.

Appendage Factor - коефіцієнт підводних частин корпусу.

Коефіцієнт кореляції

Висновок

За результатами розрахунку видно, що головний двигун вибраний вірно.

РОЗДІЛ 5 НАБІР КОРПУСУ ЗА ПРАВИЛАМИ РЕГІСТРУ. ПЕРЕВІРКА ЗАГАЛЬНОЇ ПОЗДОВНЬОЇ МІЦНОСТІ

5.1 Загальні відомості про судно, що проектується

5.1.1 Призначення та архітектурно-конструктивний тип судна Судно призначене для перевезення дизельного палива щільністю $0,85 \text{ т/м}^3$, з кормовим розташуванням машинного відділення та житловою рубкою, бульбообразною носовою кінцевістю, транцевою кормою. Судно має надлишковий надводний борт, однопалубне, з подвійним дном і подвійними бортами. Палубні перекриття, подвійні борта і подвійне дно мають повздовжню систему набору.

Набір корпусу судна виконуємо за Правилами Регістра Судноплавства України.

5.1.2. Вибір шпациї. Нормальна шпация в середній частині судна визначається за формулою [7]:

$$a_0 = 0.002 \cdot L + 0.48, \text{ м} \quad (5.1)$$

де $L = 199.73 \text{ м}$ – довжина судна між перпендикулярами,

$$a_0 = 0.002 \cdot 199.73 + 0.48 = 0.88 \text{ м}$$

Правилами РСУ дозволяється відхилення взятої шпациї від нормальної в межах 25%. Розраховану величину округлюємо до значення стандартної шпациї і приймаємо:

$$a_0 = 0.85 \text{ м.}$$

У форпіку та ахтерпіку шпация дорівнює 600 мм, між перегородкою форпіку та перерізу $0,2L$ у корму від носового перпендикуляру – 700 мм. Висота вертикального кіля (подвійного дна) повинна бути не менш:

$$h_{\text{ВК}} = \frac{L - 40}{570} + 0.04 \cdot B + 3.5 \cdot \frac{d}{L} \text{ м;}$$

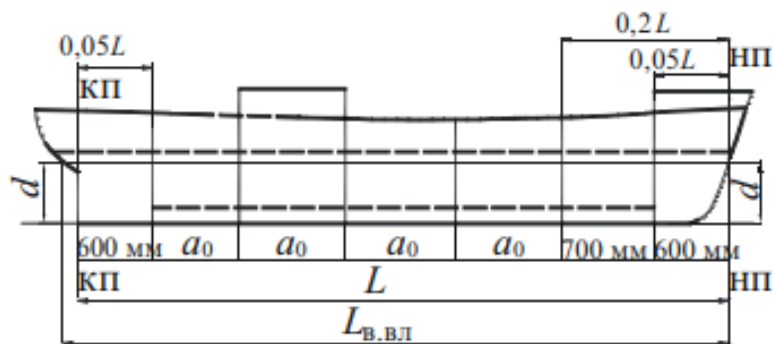


Рис. 5.1. Вибір шпация

$$h_{BK} = \frac{199,73 - 40}{570} + 0,04 \cdot 30,78 + 3,5 \cdot \frac{10,61}{199,73} = 1,697 \text{ м} \quad (5.2)$$

приймаємо $h_{BK} = 1,7 \text{ м}$;

5.1.2 Вибір системи набору перекриття корпусу судна

На судні, яке проектується застосовується поздовжня система набору перекриття палуби, днища, бортів та поздовжньої перегородки у середній частині судна. Кінцеві частини корпусу судна набрані за поперечною системою, яка дозволяє краще сприймати поперечні навантаження з боку моря.

5.1.3. Вибір категорії (марки) матеріалу.

Для виготовлення корпусу судна за рекомендацією Правил РСУ, а також в залежності від рівня відповідальності, умов роботи і з міркувань економічності вибираємо суднобудівну сталь А36. Характеристика сталі наведена в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 Характеристика сталі

Механічні властивості суднобудівної сталі

Категорія (марка) сталі	Межа міцності σ_B , МПа	Межа плинності R_{EH} , МПа	Відносне подовження δ , %	Нижня температура, °C	Коефіцієнт використання механічних властивостей η
A36(10Г2С1)	490-620	355	21	-60	0,72

За розрахункові характеристики матеріалу конструкцій корпусу приймаємо верхню межу плинності і розрахункові нормативні межі плинності за нормальними і дотичними напруженнями, визначаємо за формулами:

$$\sigma_H = \frac{355}{\eta} \quad \tau_H = 0.57 \cdot \sigma_H \text{ МПа} \quad (5.3)$$

$$\begin{aligned} \text{для сталі категорії А} \quad \sigma_H &= \frac{355}{0,72} = 417 \text{ МПа} \quad \tau_H = 0.57 \cdot 235 \\ &= 237,5 \text{ МПа} \end{aligned}$$

5.1.4 Креслення обводів мідель-шпангоута

Виконуємо два перерізи: зліва - по вантажному трюму, де флор відсутній, справа - де флор є.

Підйом лінії дна t і радіус R закруглення скули визначаємо за формулами

$$t = d(1 - C_m) = 10,61(1 - 0,992) = 0,084 \text{ м}; \quad (5.4)$$

$$R = \sqrt{\frac{B \cdot t}{C_m}} = \sqrt{\frac{30,78 \cdot 0,084}{0,992}} = 1,614 \text{ м}, \quad (5.5)$$

де B - ширина судна, м; C_m - коефіцієнт повноти мідель-шпангоута.

Висота подвійного дна розраховується за формулою

$$h = \frac{L - 40}{570} + 0,04 \cdot B + 3,5 \frac{d}{L} = \frac{201,2 - 40}{570} + 0,04 \cdot 30,78 + 3,5 \frac{10,61}{201,2} = 1,699 \text{ м}$$

і не може бути менше 0,65 м,

приймаємо 1700 мм.

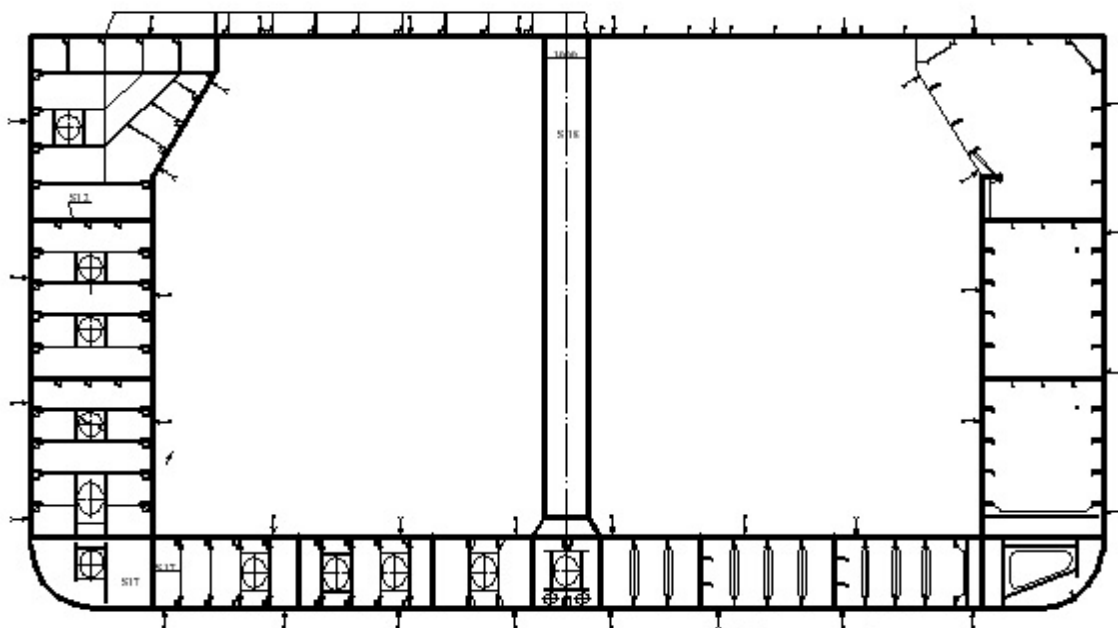


Рис. 5.2. Схема конструктивного мідель-шпангоуту

Ширина горизонтального кіля визначається за формулою

$$b_k = 800 + 5 L = 800 + 5 \cdot 201,2 = 1800 \text{ мм} \quad (5.6)$$

Місце розміщення повздовжніх балок основного набору позначаються, починаючи від діаметральної площини і не повинні збігатися з пазами листів. Мінімальна відстань між пазами листів і лініями приварювання поздовжніх балок - 75 мм.

Листи обшивки розміщуємо довгим боком уздовж судна. Число типорозмірів листового і профільного прокату, що застосовується повинно бути мінімальним. Розміщення пазів листів зовнішньої обшивки починають від діаметральної площини, листів настилу палуб від бортів.

5.2 Основні положення по визначенню розмірів в'язів

5.2.1 Вимоги до розмірів елементів конструкцій корпусу

Момент опору, см^3 , площі поперечного перерізу, за вимогами Правил Регістру [4] для складених балок, визначається за формулою:

$$W = W' + \Delta W, \quad (5.7)$$

$$W' = \frac{Q \cdot l \cdot 10^3}{m \cdot k_\sigma \cdot \sigma_H}, \quad (5.8)$$

де W' – момент опору балки без урахування запасу на знос і корозію, см^3 , (див. п. 5.2.3);

$Q = Pal$ – поперечне навантаження на балку, кН;

P – розрахунковий тиск на обшивку (настил), кПа;

a – відстань (шпація) між балками, які розглядаються, м;

l – прогін балки, м;

m, k_σ – коефіцієнти згинального моменту і допустимих напружень, що визначаються у відповідних розділах Правил Регістру;

ΔW – доповнення частини моменту опору на знос та корозію, см^3

(див. п. 5.2.3);

σ_H – нормативна межа плинності за нормальними напруженнями, МПа.

Момент опору площі поперечного перерізу балки штабового профілю з ребром жорсткості, що враховується як вільний пояс при призначених значеннях висоти і товщини стінки балки і ребра жорсткості визначається за формулою:

$$W = h \left[F_1 + \frac{F}{6} \left(2 - \frac{2F_1 + F}{2F_2 + F} \right) \right], \text{см}^3, \quad (5.9)$$

де h – відстань ребра жорсткості від основи балки, см;

$F = h_c S_c$ – площа перетину стінки балки, см^2 ;

$F = b_{III} S_{III}$ – площа приєднаного пояску, см^2 ;

b_{III}, S_{III} – товщина й ширина приєднаного пояску відповідно, см;

$b_{III} = l/6$ – для балок основного набору,

$b_{III} = kc$ – для балок рамного набору,

де k визначається за табл. 1.6.3.4 [11],

c – відстань між балками, м;

$F_1 = b_{PJ} S_{PJ}$ – площа перетину ребра жорсткості, см^2 .

Момент інерції площі поперечного перерізу балки штабового профілю з ребром жорсткості визначається за формулою:

$$i = \frac{h_c^2}{1 + \frac{2F_1 + F}{2F_2 + F}} \cdot \left[F_1 + \frac{F}{6} \left(2 - \frac{2F_1 + F}{2F_2 + F} \right) \right], \text{см}^4. \quad (5.10)$$

Товщина обшивки або настилу визначається за формулою:

$$S = m \cdot a \cdot k \cdot \sqrt{\frac{P}{k_\sigma \sigma_H}} + \Delta S \text{ мм}, \quad (5.11)$$

де m, k_σ – коефіцієнти згинаючого моменту і допустимих напружень, що визначаються у відповідних розділах Правил Регістру;

a – відстань (шпація) між балками, які розглядаються, м;

P – розрахунковий тиск на обшивку (настил), кПа ;

$k = 1,2 - 0,5 (a/b) \leq 1$;

a, b – менший і більший розміри сторін опорного контуру листового елемента, м;

σ_H – нормативна межа плинності за нормальними напруженнями, МПа .

ΔS – запас на знос і корозію, мм;

Товщина книць, які підкріплюють з'єднання балок, приймається рівною товщині стінки підкріплюємої балки. Вона може бути зменшена на 1 мм, якщо товщина стінки більше 7 мм; на 2 мм, якщо товщина стінки більше 12 мм (п. 1.7.2.2) [11]. При довжині вільної кромки книць $l > 45S$ необхідна

наявність пояску (фланцю). Ширина фланцю повинна бути не менше 50 мм (пояску – не менш, ніж 75 мм).

Довжина привариваємої кромки кінці повина бути визначеною по формулі (1.7.2.2.1) [11]:

$$c = 5 \sqrt{\frac{W}{0,1S}},$$

де W - момент опору закріплюємої балки, см^3 ;

S – товщина кінці, мм;

5.2.2 Мінімальні товщини елементів корпусу

Будівельні товщини елементів корпусу, що визначаються з умови міцності і стійкості, у всіх випадках повинні бути не менш наступних мінімальних значень:

- для зовнішньої обшивки днища і бортів:

$$S_{\min} = (5.5 + 0.04L) \sqrt{\eta} = (5.5 + 0.04 \cdot 201,2) \sqrt{1} = 11.5 \text{ мм};$$

- для горизонтального кіля:

$$- S_{\min} = (5.5 + 0.04L) \sqrt{\eta} + 2 = (5.5 + 0.04 \cdot 201,2) \sqrt{1} + 2 = 13.07 \text{ мм};$$

- для настилу верхньої палуби:

$$- S_{\min} = (7 + 0.02 \cdot L) \sqrt{\eta} = (7 + 0.02 \cdot 201,2) \sqrt{1} = 9.35 \text{ мм};$$

- для настилу другого дна:

$$- S_{\min} = (5 + 0.035 \cdot L) \sqrt{\eta} + 2 = (5 + 0.035 \cdot 201,2) \sqrt{1} + 2 = 12.21 \text{ мм};$$

- для вертикального кіля:

$$- S_{\min} = 0.025 \cdot L + 7 = 0.025 \cdot 201,2 + 7 = 12.03 \text{ мм};$$

- для суцільних флорів і днищових стрингерів:

$$- S_{\min} = 0.035 \cdot L + 6 = 0.035 \cdot 201,2 + 6 = 13,04 \text{ мм};$$

- для елементів конструкції у середині другого дна (включаючи балки основного набору, ребра жорсткості, кінці і т.п.):

$$- S_{\min} = 0.025 \cdot L + 5.5 = 0.025 \cdot 201,2 + 5.5 = 10.53 \text{ мм};$$

- для діафрагм і платформ подвійних бортів:

$$S_{\min} = 0.018 \cdot L + 6.2 = 0.018 \cdot 201,2 + 6.2 = 9.82 \text{ мм};$$

- для елементів конструкцій бортового набору в цистернах для прийому водяного баласту й обшивки внутрішнього борту:

$$S_{\min} = 0.02 \cdot L + 6.7 = 0.02 \cdot 201,2 + 6.7 = 10.72 \text{ мм}$$

Мінімальна товщина будь-яких в'язів корпусу повинна бути не менш 4 мм.

5.2.3 Урахування зносу і корозії в'язів корпусу

Урахування впливу зносу й корозії на розміри в'язів корпусу заснований на нормуванні міцності до середини терміну експлуатації конструкції.

Необхідна за Правилами Регістру [4] товщина для листових конструкцій визначається за формулою:

$$S = S' + \Delta S;$$

$$\Delta S = u(T - 12),$$

де S' – товщина листа, мм, що відповідає середині терміну служби судна;

ΔS – запас на знос і корозію, мм;

u – середньорічне зменшення товщини в'язі, мм/рік, унаслідок корозійного зносу або стирання;

T – планований термін служби конструкції, роки;

приймаємо $T = 24$ роки.

Значення u відповідно до Правил Регістру і розрахункове значення ΔS приведені в таблиці 5.2

Таблиця 5.2 Урахування зносу й корозії листових конструкцій

Номер пункту Правил	Елементи конструкції корпусу	u , мм/рік	ΔS , мм
1.1	Настил верхньої палуби	0,1	1,2
2.3.1.2	Зовнішня обшивка борту	0,21	2,52
2.3.2.2	Бортова обшивка в районі змінних ватерліній	0,21	2,52
2.3.3.2	Бортова обшивка нижче району змінних ватерліній	0,18	2,16
3.2.3	Днищова обшивка	0,2	2,4
4.1.2	Настил другого дна у вантажному трюмі	0,15	1,8
4.2.2	Міждонний лист	0,2	2,4
5.5.3	Обшивка внутрішнього борту	0,16	1,92
6.1.6	Повздовжні палубні балки	0,18	2,16
6.2.6	Рамні бімси палуб та платформ	0,21	2,52
7.1.6	Повздовжні балки борту, рамні шпангоути та стрингери бортів	0,21	2,52
8.2.3	Вертикальний кіль, днищеві стрингера, флори та повздовжні балки днища та другого дна	0,2	2,4

5.3 Стійкість елементів конструкції корпусу

Стійкість конструкції вважається забезпеченою, якщо виконується умова:

$$k\sigma_c < \sigma_{cr}; \tau_c < \tau_{cr}$$

де σ_c, τ_{cr} – нормальні стискаючі та дотичні напруження, МПа; k – коефіцієнт запасу за умовою стійкості; σ_{cr}, τ_{cr} – критичні напруження, МПа.

Ейлерові напруження для повздовжніх балок основного набору визначаються за формулою:

$$\sigma_c = \frac{206i}{fl^2} \text{МПа}, \quad (5.13)$$

де i – момент інерції балки з приєднаним пояском, см^4 , розрахований для товщини, зменшеної на величину ΔS при $F_1 = 0$ (див. табл. 1.6.5.5-2, [1]);

$f = F + F_2$, см^2 – площа поперечного перерізу балки з приєднаним пояском, розрахована для товщини, зменшеної на величину ΔS ; – прогін балки, м.

Ширину приєданого пояса при розрахунку i та f можна взяти як відстань між балками основного набору.

Момент опору поперечного перерізу, який вимагають Правила Регістра для складених зварних балок, визначають за формулою:

$$W = W' + \Delta W,$$

де ΔW – доповнення моменту опору, см^3 , розрахований збільшенням товщини елементів профілю на величину ΔS . Для розрахунку ΔW можна використати формулу:

$$\Delta W = 0,1h_c \Delta S \left[b + \frac{h_c}{6} \left(2 - \frac{2b + h_c}{2b_{\text{пл}} + h_c} \right) \right], \quad (5.14)$$

де h_c – висота стінки балки, см ;

ΔS – запас на знос і корозію, мм (див. табл. 5.3);

$b, b_{\text{пл}}$ – ширина вільного і приєданого поясів балки, см

5.4 Розрахункові навантаження

Зовнішні навантаження на корпус судна

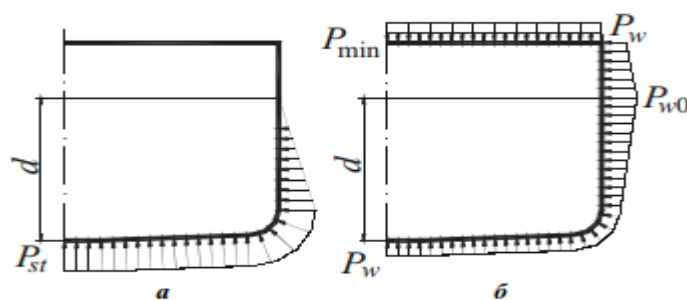


Рис. 5.3. Розрахункові навантаження на корпус судна

Розрахункові навантаження на корпус судна зі сторони моря визначаються статичним P_{st} та хвильовим P_w тиском води. Статичний тиск для точок, розміщених нижче вантажної ватерлінії (ВВЛ), визначається за формулою:

$$P_{st} = 10 \cdot Z_i, \text{ кПа}, \quad (5.15)$$

де Z_i – відстань точок дотику навантаження від ватерлінії, м.

Розрахунковий тиск для точок прикладання навантажень нижче ВВЛ:

$$P = P_w + P_{st}, \text{ кПа}; \quad (5.16)$$

для точок прикладання навантажень вище ВВЛ:

$$P = P_w, \text{ кПа}. \quad (5.17)$$

Тиск, обумовлений переміщеннями корпусу судна відносно профілю хвилі:

для точок прикладання навантажень нижче ВВЛ:

$$P_w = P_{w0} - 1,5 C_w \cdot z_i / d, \text{ кПа} \quad (5.18)$$

для точок прикладання навантажень вище ВВЛ

$$P_w = 7,5 a_x \cdot z_i, \text{ кПа} \quad (5.19)$$

$d=10,61$ осадка судна по ВВЛ;

P_{w0} – хвильовий напір рівня ВВЛ, кПа:

$V_0 = 16$ вуз. – специфікаційна швидкість судна;

x_1 – відстань розглянутого поперечного перерізу від найближчого носового чи кормового перпендикуляра, приймаємо:

$$x_1 = L/2 = 100,6 \text{ м.}$$

$$P_{w0} = 5 C_w \cdot a_v a_x, \quad (5.20)$$

C_w – хвильовий коефіцієнт:

$$C_w = 10,75 - \left(\frac{300-L}{100} \right)^{3/2} \text{ при } 90 < L < 300; \quad (5.21)$$

$$\text{для } L=201,2 \quad C_w = 10,75 - \left(\frac{300-201,2}{100} \right)^{3/2} = 10,27; \quad (5.22)$$

$$a_v = 0,8 V_0 (L/10^3 + 0,4) / \sqrt{L} = 0,8 \cdot 16 \cdot (201,2/1000 + 0,4) / \sqrt{201,2} = 0,54 \quad (5.23)$$

$$a_x = k_x (1 - 2x_l/L) \geq 0,267 \quad (5.24)$$

$k_x = 0,8$ – для поперечного перерізу в ніс від міделя;

$$a_x = 0,8 (1 - 2 \cdot 100,6/201,2) = 0, \text{ приймаємо } a_x = 0,267;$$

$$a_v \cdot a_x = 0,54 \cdot 0,267 = 0,145, \text{ примімаємо } a_v \cdot a_x = 0,6;$$

$$P_{w0} = 5 \cdot 10,27 \cdot 0,6 = 30,8 \text{ кПа}$$

Тиск, вище ВВЛ повинний бути не менше P_{min} , кПа:

$$P_{min} = 0,03 \cdot L + 5 = 8,23 \text{ кПа.}$$

$$P_{min} = 0,03 \cdot 201,2 + 5 = 11,04 \text{ кПа.}$$

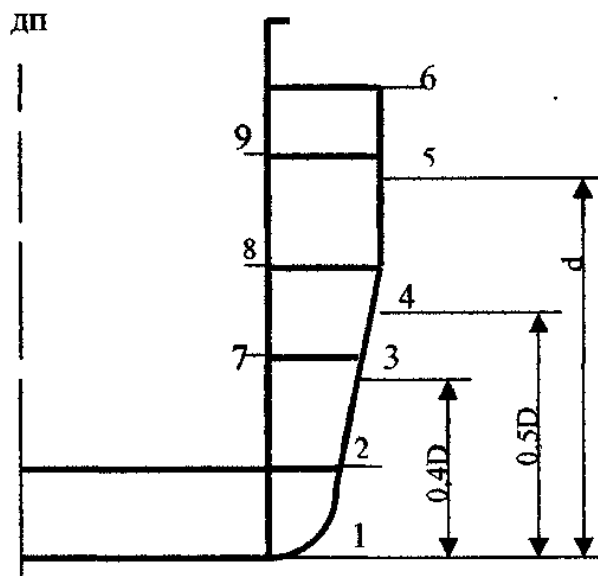


Рис. 5.4. Схема розташування точок прикладання навантаження на борт і днище

Розрахункові навантаження визначаються для розрахункових точок 1,2,3,4,5,6 (див. рис.5.4). Результати розраунку наведенні в Таблиці 5.3

- 1) на рівні днища $z_1 = d = 10,61 \text{ м,}$
- 2) на рівні другого дна $z_2 = 10,61 - 1,7 = 8,91 \text{ м,}$
- 3) на рівні $0,4D$ від ОП $z_3 = 10,61 - 0,4 \cdot 17,82 = 3,48 \text{ м,}$
- 4) на рівні $0,5D$ від ОП $z_4 = 10,61 - 0,5 \cdot 17,82 = 1,7 \text{ м,}$

- 5) на рівні ВВЛ $z_5 = 0$,
- 6) на рівні верхньої палуби $z_6 = D - d = 17,82 - 10,61 = 7,21$ м,

Таблиця 5.3 Результати розраунку

№ точки	z_i , м	P_{st} , кПа	P_w , кПа	$P_{сум}$, кПа
1	10,61	106,1	15,40	121,50
2	8,91	89,1	17,87	106,97
3	3,482	34,82	25,75	60,57
4	1,7	17	28,34	45,34
5	0	0	30,8	30,80
6	7,21	72,1	-1,64	70,46

5.5 Загальна поздовжня міцність корпусу судна

Визначаємо згинальні моменти і перерізуючі сили на тихій воді для основних випадків навантаження судна за стандартними програмами

Таблиця 5.4

Згинальні моменти, що викликають перегин , кНм;	$M_{sw}=76C_wBL^2(C_b+0,7)10^{-3}$	1357×10^3	
Хвильовий коефіцієнт	C_w	9,21	
Коефіцієнт загальної повноти судна	C_b	0,767	
Згинальні моменти, що викликають прогин , кНм;	$M_{sw}=-76C_wBL^2(C_b+0,7)10^{-3}$	1357×10^3	
Хвильовий згинальний момент, що викликає перегин корпусу судна, кНм;	$M_w=190 C_wBL^2C_b10^{-3}$	1438×10^3	

Хвильовий згинальний момент, що викликає прогин корпусу судна, кНм;	$M_w = -110C_wBL^2(C_b+0,7)10^{-3}$	1592×10^3	
Момент опру поперечного перерізу корпусу судна (для палуби і днища) в середній частині не може бути менше, см ³	$W = \frac{M_T}{\sigma} 10^3$	$11,5 \times 10^3$	
Розрахунковий згинальний момент, кНм	$M_T = M_{sw} + M_w$	2795×10^{-3}	
Допустимі напруження, МПа;	$\sigma = \frac{175}{\eta}$	243	
Коефіцієнт для верхньої палуби і днища відповідно	η	0,72	
Момент опору поперечного перерізу корпусу в середній частині судна (для палуби і днища) не може бути меншим	$W_{min} = C_wBL^2(C_b+0,7)\eta$	$10,42 \times 10^3$	
Момент інерції поперечного перерізу корпусу в середній частині судна не повинен бути меншим	$I = 3C_wBL^3(C_b+0,7)$	$8,74 \times 10^9$	

Отримані величини W і I використовуються для порівняння з геометричними характеристиками еквівалентного бруса, що будуть розраховані для міделевого перерізу корпусу судна.

5.6 Проектування елементів конструкції корпусу судна за Правилами Регістру

Проектування зовнішньої обшивки корпусу

Зовнішня обшивка корпусу складається з обшивки борту і дна.

Проектування починається з розподілу на пояси обводу поперечного перерізу корпусу судна.

Ширина горизонтального кіля знаходиться за формулою

$$b_k = 800 + 5 \cdot L = 1800 \text{ мм}$$

і не може бути більше 2000 мм.

Товщина його повинна бути на 2 мм більшою від товщини зовнішньої обшивки дна.

Ширина скулового пояса визначається положенням верхньої і нижньої кромки. Нижня кромка відповідає точці поєднання плоскої частини обшивки дна криволінійною. Верхню кромку в розрахунках беруть вище внутрішнього дна на 200 мм. Товщину скулового пояса беруть рівною товщині обшивки дна або товщині надскулового пояса, в залежності від того, що більше.

Ширину щирстреку беруть рівною ширині горизонтального кіля, а його товщину, рівною товщині підщирстрекового пояса борту.

Ширину інших поясів беруть якомога більшою, щоб зменшити обсяг зварювальних робіт, але вона має відповідати технічним можливостям суднобудівного заводу. Пази зовнішньої обшивки не повинні збігатися з лініями дотикання до неї будь-яких поздовжніх в'язей. Товщина зовнішньої обшивки відповідно до умов міцності визначається за формулою (1.6.4.4), де k_σ - коефіцієнт, наведений в таблиці 5.5.1.1[4]

Таблиця 5.5 Коефіцієнти k_σ

Обшивка дна	Повздовжня система набору	$k_\sigma=0,3 \quad k_B \leq 0,6$
Обшивка борту	(0,4...0,5)D від основної площини	$k_\sigma=0,6$
	На рівні верхньої палуби	$k_\sigma=0,3 \quad k_D \leq 0,6$

Для обшивки борту нижче рівня 0,4D k_σ визначається лінійною інтерполяцією між k_σ дна і k_σ борту в межах (0,4...0,5)D, для обшивки борту

вище рівня $0,5D$ лінійною інтерполяцією між k_{σ} на рівні розрахункової палуби і k_{σ} в межах $(0,4...0,5)D$, коефіцієнти розраховуються за формулами

$$k_B = \frac{W_B^{\Phi}}{W}; \quad k_D = \frac{W_D^{\Phi}}{W};$$

W - необхідний за правилами момент опору корпусу, см^2 в середній частині судна згідно з розд.5. W_B^{Φ} і W_D^{Φ} фактичні моменти опору відповідно дна і палуби в середній частині судна, см^3 .

Зараз приймаємо

$$W = W_B^{\Phi} = W_D^{\Phi}.$$

Таблиця 5.6 Розрахункові навантаження
визначаються для розрахункових точок 1,2,3,4,5,6

Розрахункові величини та позначення	Обшивка дна	Надскуловий пояс обшивки борту	Обшивка борту в межах $0,4D$	Обшивка борту в межах $0,5D$	Обшивка борту на рівні вантаж.ВЛ	Обшивка борту на рівні розрахунков. палуби
	Розрахункові точки					
	1	2	3	4	5	6
Менший розмір a , м	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85
Більший розмір b , м	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55
Коефіцієнт $k=1,2-0,5a/b$	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03
Розрахунковий тиск P , кПа	121.5	106.97	60.57	45.34	30.80	70.46
$S' = 15,8ak \sqrt{\frac{P}{k_{\sigma}\sigma_n}}$, мм	13.68	10.48	6.83	5.91	4.87	7.36
Додаток товщин ΔS , мм	2.4	2.4	2.16	2.52	2.4	1.2
Товщина пластини $S = S' + \Delta S$	16.08	12.88	8.99	8.43	7.27	8.56

Стійкість зовнішньої обшивки дна, надскулового і підширстрекowego поясів розраховується відповідно до розділу .

Розрахункові стискаючі напруги визначаються за формулою:

$$\sigma_c = \frac{M_{sw} + M_w}{I} z_i \cdot 10^5 \text{ Мпа},$$

де M_T – розрахунковий згинаючий момент, що викликає перегин судна:

$$M_T = 2795 \cdot 10^3 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

прогин судна, що виникає:

$$M_T = 2949 \cdot 10^3 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$I = W_d(D - e) \cdot 10^2$ - момент інерції поперечного перерізу корпусу судна, см^4 ;

Z_i – відстань розрахункової точки від нейтральної осі, м;

$W_d = 0,012 \cdot 10^6 \text{ см}^3$ – момент опору палуби в середній частині судна,

$D = 17,82 \text{ м}$ – висота борту;

e – відстань нейтральної осі від основної площини, м, визначається приблизно за формулою:

$$e = (0,34 + 0,06L \cdot 10^{-2})D = (0,34 + 0,06 \cdot 201,2 \cdot 10^{-2}) \cdot 17,82 = 8,21 \text{ м}.$$

$$\text{Тоді} \quad I = 0,012 \cdot 10^6 \cdot (17,82 - 8,21) \cdot 10^2 = 110,5 \cdot 10^9 \text{ см}^4.$$

За розрахунковий згинаючий момент для обшивки дна і надскулового поясу беремо момент, що викликає **перегин** корпусу, а для ширстреку і підширстречного поясу – що викликає **прогин** корпусу.

Критичні напруження $\sigma_{cr} = k\sigma_c$ визначаються за умови стійкості пластин, при цьому $k = 1$ для пластин.

Відношення $\sigma_{cr}/R_{ЕН}$ визначає формулу для розрахунку ейлерових напружень:

при

$$\sigma_{cr}/R_{EH} \leq 0,5 \quad \sigma_e = \sigma_{cr} \quad \text{при}$$

$$\sigma_{cr}/R_{EH} > 0,5 \quad \sigma_e = 0,25R_{EH}^2/(R_{EH} - \sigma_{cr}).$$

Для зовнішньої обшивки $R_{EH} = 355$ МПа, для ширстреку і верхньої палуби $R_{EH} = 355$ МПа.

Товщина пластини зовнішньої обшивки, що відповідає умовам стійкості, визначається за формулою:

$$S = b \sqrt{\frac{\sigma_e}{0,1854n}} + \Delta S_m,$$

де b – сторона пластини, що сприймає нормальні стискаючі напруження, м; n – коефіцієнт, що залежить від виду навантаження пластин (редукційного коефіцієнту ψ (див.табл.1.6.5.5-1 [1]) розподілу стискаючих напружень на кромці пластини) і відношення сторін $\gamma = a/b$;

ΔS – доповнення товщини на знос і корозію, мм (див.табл.1.6.5.5-2, Розрахунок товщини листових конструкцій зовнішньої обшивки із умови стійкості приведений у табл. 5.7

Таблиця 5.7 Розрахунок товщини із умови стійкості

Розрахункові величини	Перегин		Прогин	
	Обшивка дна	Надскуловий пояс	Підштрековий пояс	Ширстрек
M_{sw} , кНм	$1356.97 \cdot 10^{-3}$	$1356.97 \cdot 10^{-3}$	$1356.97 \cdot 10^{-3}$	$1356.97 \cdot 10^{-3}$
M_w , кНм	$1438.13 \cdot 10^{-3}$	$1438.13 \cdot 10^{-3}$	$1592.47 \cdot 10^{-3}$	$1592.47 \cdot 10^{-3}$
Розрахунковий момент M_T , кНм	$2795.11 \cdot 10^{-3}$	$2795.11 \cdot 10^{-3}$	$2949.45 \cdot 10^{-3}$	$2949.45 \cdot 10^{-3}$
Z_i , м	8.21	6.51	9.61	2.40
σ_c , МПа	$207.65 \cdot 10^5$	$164.65 \cdot 10^5$	$256.47 \cdot 10^5$	$64.05 \cdot 10^5$
$\sigma_{er} = k\sigma_c$, МПа	$207.65 \cdot 10^5$	$164.65 \cdot 10^5$	$256.47 \cdot 10^5$	$64.05 \cdot 10^5$

σ_{er}/R_{eH} ,	0.48	0.46	0.42	0.18
σ_e , МПа	$207.65 \cdot 10^5$	$164.65 \cdot 10^5$	$256.47 \cdot 10^5$	$64.05 \cdot 10^5$
a, м	3.40	3.40	3.40	3.40
b, м	0.85	0.85	0.85	0.85
$\gamma = a/b$	4.00	4.00	4.00	4.00
Ψ-коефіцієнт із табл.	1.00	1.00	1.00	1.00
n	4.00	4.00	4.00	4.00
$S = b \sqrt{\frac{\sigma_e}{0,1854n}}$	14.22	12.67	15.81	7.90
ΔS -(додаток з табл. (1.6.5.5-2))	2.13	1.90	0.79	0.39
$S = S' + \Delta S$	16.36	14.57	16.60	8.29

Мінімальна будівельна товщина повинна бути не менше від

$$S_{\min} = (5,5 + 0,04L) \sqrt{\eta} = 11,5 \text{ мм}$$

Ширина горизонтального кіля повинна бути не менше:

$$b_k = 800 + 5L = 800 + 5 \cdot 201,2 = 1800 \text{ мм}$$

Товщина його повинна бути на 2 мм більше товщини обшивки дна,

$$S = 19 \text{ мм};$$

Товщину скулового поясу приймаємо рівною товщині обшивки днища,
 $S_{ск} = 17 \text{ мм}$.

Ширину ширстреку приймаємо дорівнюючій ширині горизонтального кіля $b_{ш} = 1800 \text{ мм}$, а його товщину приймаємо рівною товщині настилу верхньої палуби.

5.7 Проектування настилу верхньої палуби

Товщина настилу верхньої палуби із умови міцності визначається за формулою:

$$S = \max \sqrt{\frac{P}{k_{\sigma} \sigma_n}} \text{ мм}$$

При цьому для верхньої палуби:

$m = 15,8$; $a = 0,85$ м – відстань між поперечними палубними балками;

$b = 3,4$ м; $k = 1,2 - 0,5(a/b) = 1,2 - 0,5 \cdot (0,8/1,6) = 1$;

$P = 13,4$ кПа; $k_{\sigma} = 0,6$ для поперечної системи набору; $\sigma_H = 417$ МПа
 $\Delta S = 1,2$ мм (див. табл. 5.1).

Товщина настилу верхньої палуби:

$$S = 15,8 \cdot 0,85 \cdot 1 \sqrt{\frac{13,4}{0,6 \cdot 417}} = 3,1 \text{ мм.}$$

Стійкість пластин настилу верхньої палуби розраховується аналогічно розрахунку зовнішньої обшивки (див. п. 5.5.1). За розрахунковий згинаючий момент приймаємо момент, що викликає прогин судна.

5.8 Проектування настилу другого дна

Товщина настилу другого дна і міждонного листа з умови міцності визначається за формулою

$$S = \max \sqrt{\frac{P}{k_{\sigma} \sigma_n}} \text{ мм}$$

При цьому:

$m = 15,8$; $P = 106,97$ кПа (див. п. 5.3.2.1); $k_{\sigma} = 0,8$ для поперечної системи набору; $a = 0,85$ м; $b = 3,4$ м; $k = 1,2 - 0,5(a/b) = 1,2 - 0,5(0,8/1,6) = 1$;

$\sigma_H = 417$ МПа (див. п. 5.1.4); $\Delta S = 1,8$ мм (див. табл. 5.1).

Товщина настилу другого дна:

$$S = 15,8 \cdot 0,85 \cdot 1 \sqrt{\frac{106,97}{0,6 \cdot 417}} = 8,86 \text{ мм.}$$

Розрахунок товщини настилу другого дна і міждонного листа за умовою стійкості виконуємо аналогічно розрахунку товщини зовнішньої обшивки дна (дивись п. 5.5.1).

Мінімальна товщина настилу внутрішнього дна повинна бути не менше:

$$S_{\min} = (5,0 + 0,035 \cdot L) \cdot \sqrt{\eta} ,$$

$$S_{\min} = (5 + 0,035 \cdot 201,2) \sqrt{0,72} = 10,22 \text{ мм.}$$

У таблиці 5.4 наведено результати проектування листових конструкцій з урахуванням вимог міцності, стійкості та регламентованих Правилами мінімальних товщин. Ці розрахунки слід розглядати як підсумки першого наближення. Товщина деяких листових конструкцій може бути збільшена з урахуванням загальної поздовжньої міцності та уніфікації листового прокату.

5.9 Проектування обшивки внутрішнього борту

Товщина обшивки внутрішнього борту із умови міцності визначається за формулою

$$S = \max \sqrt{\frac{P}{k_{\sigma} \sigma_n}} \text{ мм}$$

При цьому для внутрішнього борту:

$m = 15,8$; $k_{\sigma} = 0,9$; $a = 0,85$ м – для надскулового поясу, $a = 0,6$ м – на рівні

ширстреку; $b = 3,4$ м; $\sigma_n = 417$ МПа (дивись п. 5.1.4); $\Delta S = 1,92$ мм (дивись таблицю 5.1). За розрахунковий тиск P приймається більше зі значень внутрішнього тиску від сил інерції вантажу в трюмі (дивись п. 7.3.3); приймаємо $P = 121,5$ кПа . Тоді для надскулового поясу:

$$S = 15,8 \cdot 0,85 \cdot 1 \sqrt{\frac{121,5}{0,9 \cdot 417}} = 7,66 \text{ мм.}$$

для обшивки на рівні ширстреку :

$$S = 15,8 \cdot 0,6 \cdot 1 \sqrt{\frac{121,5}{0,9 \cdot 417}} = 5,4 \text{ мм.}$$

Розрахунок товщини обшивки внутрішнього борту з умови стійкості виконуємо аналогічно розрахунку товщини зовнішньої обшивки борту (дивись таблицю 5.3).

Товщина верхнього й нижнього поясів внутрішнього борту приймається не меншою від значення товщини зовнішньої обшивки борту із умови міцності в аналогічних точках (дивись таблицю 5.3).

Ширина верхнього і нижнього поясів внутрішнього борту повинна бути не менш $0,1D=1,78\text{м}$. Приймаємо ширину нижнього поясу $b_{ни} = 1,8\text{м}$.

Результати проектування листових конструкцій з урахуванням вимог міцності, стійкості і регламентованих Правилами мінімальних товщин (див. п. 5.2.2) приведені в таблиці 5.8.

Таблиця 5.8 Проектування листових конструкцій

Назва листової конструкції та умовні позначення її товщини	Значення товщини, мм			
	по міцності	по стійкості	мінімальна	прийнята
Обшивка днища $S_{дн}$	16,08	16,36	11,5	18
Горизонтальний киль S_k	-	-	13,07	23
Скуловий пояс $S_{ск}$	12,88	14,8	10,2	18
Надскуловий пояс $S_{нск}$	12,88	14,57	10,2	15
Обшивка борту на рівні ВВЛ S_b	7,27	10,2	10,2	13
Підширстречний пояс $S_{пш}$	8,99	16,6	10,2	18
Ширстрек $S_{ш}$	8,56	8,29	10,2	16
Настил верхньої палуби $S_{вл}$	6,12	10,3	9,35	13
Настил другого дна $S_{дд}$	8,86	12,2	12,21	15
Міждонний лист $S_{мл}$	9,0	12,2	12,21	15

5.10 Проектування конструкцій набору

5.10.1 Подвійне дно

Конструкція подвійного дна проектується за повздовжною системою набору. Основний набір перекриття – це поздовжні балки днища і другого дна, які розташовані через одну шпацию $a = 0,85$ м. Суцільні флори розташовуються через кожні 3 шпациї $a_0 = 2,55$ м, водонепроникні флори – під кожною поперечною перебіркою. У діаметральній площині судна (ДП) розташований вертикальний кіль.

У машинному відділенні та у першому трюмі за форпіковою перегородкою суцільні флори розташовані через шпацию. В інших вантажних трюмах суцільні флори можна розміщувати через 5 шпациї. Між суцільними флорами можна встановлювати відкриті флори (бракетні або полегшені. Під поперечними перегородками розміщують водонепроникні флори.

У діаметральній площині судна (ДП) розташований вертикальний кіль.

5.10.2 Проектування вертикального кіля і днищових стрінгерів

Висота вертикального кіля $h_{\text{вк}} = 1,7$ м (див. П. 5.1.2). Товщина вертикального кіля визначається за формулою:

$$h = \frac{L-40}{570} + 0,04B + 3,5 \frac{d}{L} \geq 0,65 \text{ м};$$
$$h = \frac{201,2-40}{570} + 0,04 \cdot 30,78 + 3,5 \frac{10,61}{201,2} = 1,7 \geq 0,65 \text{ м};$$

Вертикальний кіль і стрінгери повинні відповідати наступним вимогам:

Товщина вертикального кіля:

$$S = \alpha_k h \frac{h}{h_\phi} \sqrt{\eta} + \Delta S \text{ мм},$$
$$S = \alpha_k h \frac{h}{h_\phi} \sqrt{\eta} + \Delta S = 23 \text{ мм},$$

і повинна бути не менше, ніж на 1 мм товщою за флор. Товщина стрінгерів не менше товщини флорів.

де $\alpha_k=0,03L+8,3=14,34$; $\eta = 0,72$ (див. табл. 5.1);

$h = 1,7$ м - висота вертикального кіля;

$h_\phi = 1,7$ м – фактична висота вертикального кіля;

$\Delta S = 2,4$ мм (табл 5.2);

Стійкість вважається забезпеченою, якщо виконуються умови: $k\sigma_c >$

$$\sigma_{cr}, \tau_c \leq \tau_{cr}. k=1,1; \sigma_c=123 \cdot 10^5;$$

$$\sigma_{cr}=\sigma_e \text{ при } \sigma_e \leq 0,5R_{eH}, =117,5 \text{ МПа} \quad \tau_{cr}=\tau_e \text{ при } \tau_e \leq 0,29R_{eH}=68,15 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_e=0,1854n\left(\frac{S'}{b}\right)^2=103,24 < 117,5 \text{ (МПа),}$$

$$S \geq b \sqrt{\frac{\sigma_e}{0,1854n}} + \Delta S = 8,9 \text{ мм}$$

де b – сторона, що сприймає нормальні стискаючі напруги, м;

$$n = \frac{8,4}{\psi+1,1} = 4,4 \quad \psi = 0,809 \text{ (за табл. 1.6.5.5-1, [1])}$$

при $\gamma = a/b = 0,75$; $a = 0,85$ м – шпация;

$\Delta S = 0,05S = 0,05 \cdot$ – доповнення товщини на знос і корозію (табл. 1.6.5.5-2, [1]).

З урахуванням вимог мінімальної товщини (див. п. 5.2.2) і того що товщина стрингера повинна бути не менше товщини суцільного флору, приймаємо:

для вертикального кіля $S_{BK} = 23$ мм, для днищового стрингера $S_{ст} = 19$ мм. Стінка вертикального кіля підкріплюється по обидва боки бракетами, що доходять до найближчої поєздовжньої балки основного набору, товщина бракет дорівнює товщині суцільного флору $S_{бр} = 19$ мм.

5.10.2 Проектування конструкції флорів

Висота суцільного флора дорівнює висоті вертикального кіля $h_{фл} = 1,7$ м.

Флори мають відповідати наступним вимогам:

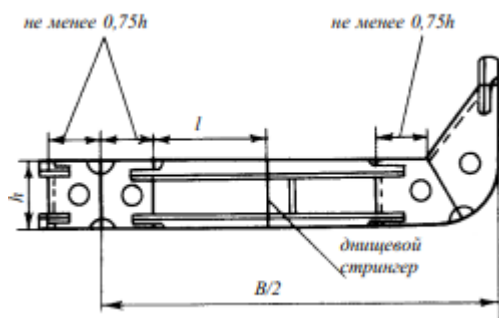
- товщина суцільних флорів, мм, повинна бути не менше визначеної за формулою $S = \alpha k a \sqrt{\eta} + \Delta S = 18,65 \text{ м}$ (2.4.4.3.1[4]).
- де $\alpha = 0,12L - 1,1 = 23,04 \text{ м}$,
- $k = k_1 k_2$, $k_1 = 1$ при $a_\phi/a = 1$; $k_2 = 0,97$ – один стрінгер на один борт;
- $a = 0,85 \text{ м}$, -шпация
- $\eta = 0,72$ (табл.5.1)
- стінки флорів повинні підкріплятися ребрами жорсткості у відповідності (1.7.3.2.[1]);
- товщина суцільних флорів від форпіку до носового перпендикуляру:

$$S_{\min} = 0,035L + 5 = 12,04 \text{ мм};$$

-непроникні флори повинні мати товщину не меншу ніж за формулою:

$$S = \max \sqrt{\frac{P}{k_\sigma \cdot \sigma_n}} + \Delta S = 10,33 \text{ мм}; \text{ при } m = 15,8, k = 0,85;$$

Приймаємо товщину суцільного флору $S_\phi = 11 \text{ мм}$.



Момент опору нижніх і верхніх балок бракетних флорів має бути не менше :
 $W = W^1 \cdot \omega_k = 1276 \text{ см}^3$, при $W^1 = 1496 \text{ см}^3$,

де $P = 164,65 \text{ кПа}$; $l = 3,4 \text{ м}$; $a = 0,85 \text{ м}$;
 $m = 15,8$; $k_\sigma = 0,46 \cdot 0,6 = 0,27$, $\omega_k = 1,17$.

Застосуємо таври сталі зварні для суден:

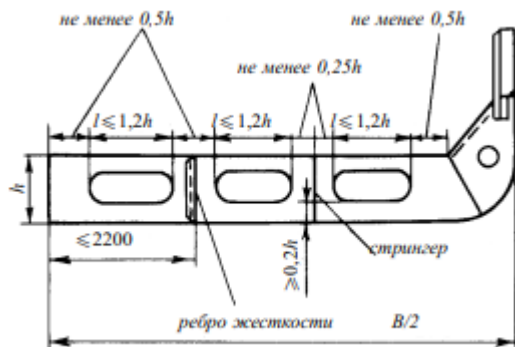
висота стінки $h = 400 \text{ мм}$; товщина стінки $S = 10 \text{ мм}$; ширина пояску $b = 180 \text{ мм}$; загальна площа $-65,2 \text{ см}^2$; найменший момент опору $W = 1430 \text{ см}^3$; товщина приєднаного пояска $S_\Pi = 14 \text{ мм}$.

Флори підкріплюють вертикальними ребрами на відстані не більше ніж $1,5 \text{ м}$. Товщина ребра жорсткості має бути не менше $0,8S = 0,8 \cdot 12 = 9,6 \text{ мм}$.

Застосуємо штабобульб несиметричний №16б, висота стінки $h=160$ мм, товщина стінки $S=10$ мм, ширина бульба $b=38$ мм, момент інерції $I=527$ см⁴.

Мінімальна будівельна товщина флора: $S_{\min}=0,035L+5=12,04$ мм.

Приймаємо товщину флора 13 мм.



Полегшений флор має великі вирізи

$$l=1,2h, b=0,6h;$$

Передбачено перевірку за формулою:

$$W=W^1\omega_k; \quad \omega_k = 1,26 \text{ (розд.2.3[2])}$$

Рис.5.5.6.2

$$W^1 = \frac{Ql \cdot 10^3}{mk_\sigma \sigma_n} = 297 \text{ см}^3; \quad W = 300 \text{ см}^3;$$

$$\text{де } Q = Pal; \quad P = P_{st} + P_w = 164,65 \text{ кПа}$$

З урахуванням вимог мінімальної товщини приймаємо $S_{сф} = 13$ мм.

Момент опору повздовжніх балок основного набору повинний бути не менше визначеного за формулою (1.6.4.1)[11], при цьому: $m = 12$,

$P = 121,5$ кПа для балок днища і $P = 106,97$ кПа для балок другого дна; $l = 3,4$ м – прогін балок між суцільними флорами; $a = 0,85$ м;

$k_\sigma = 0,45$ для балок днища і $k_\sigma = 0,6$ для балок другого дна: $\sigma_n = 417$ МПа;

Для балок днища:

$$Q = 121,5 \cdot 0,85 \cdot 3,4 = 351,1 \text{ кН};$$

$$W^1 = \frac{Ql \cdot 10^3}{mk_\sigma \sigma_n} = 530 \text{ см}^3; \quad W = 530 \text{ см}^3,$$

Приймаємо тавр сталевий зварний 28а $W=540$ см³.

Для балок другого дна:

$$Q = 106,97 \cdot 0,85 \cdot 3,4 = 309,1 \text{ кН};$$

$$W^1 = \frac{Ql \cdot 10^3}{mk_\sigma \sigma_n} = 350 \text{ см}^3, \quad W = 350 \text{ см}^3,$$

Приймаємо тавр стальний зварний 226 $W = 395 \text{ см}^3$.

5.10.3 Проектування конструкцій борту

За вимогами МАРПОЛ 73/78 усі наливні суда повинні мати подвійний борт.

Конструкція подвійного борту проектується за повздовжньою системою набору. Основний набір перекриття – це повздовжні балки внутрішнього і зовнішнього бортів, рамний набір – це діафрагми, встановлені в площині кожного суцільного флору (через одну шпацию), і три платформи по висоті борту. В площині поперечних перегородок устанавливаються водонепроникні діафрагми.

Момент опору повздовжніх балок зовнішнього та внутрішнього бортів повинен бути не менше:

$$W = W' \cdot w_k; \quad W' = \frac{P \cdot a \cdot l^2 \cdot 10^3}{mk_\sigma \sigma_n},$$

де $P = 60,57 \text{ кПа}$ – розрахункове навантаження на бортове перекриття;

$a = 0,85 \text{ м}$ – відстань між повздовжніми балками;

$l = 3,4 \text{ м}$ – відстань між діафрагмами;

$k_\sigma = 0,65$; $m = 12$; $\sigma_n = 417 \text{ МПа}$;

$\square S = 2,4 \text{ мм}$ – додаток на знос і корозію (див. табл. 5.1)

$$W^1 = \frac{Ql \cdot 10^3}{mk_\sigma \sigma_n} = 253 \text{ см}^3, \quad W = 256 \text{ см}^3,$$

В якості ребра жорсткості приймаємо штабобульб симетричний 2068 с $W = 270 \text{ см}^3$.

Момент опору поздовжньої балки зовнішнього борту, який розташований в горизонтальній площині з поздовжньою балкою внутрішнього борту, приймаємо такий самий, як для внутрішнього борту (приймаємо штабобульб симетричний 2068.)

У будь-якому випадку товщина для елементів конструкцій, які обмежують відстійні та баластні танки, а також елементи, які розташовані всередині цих танків повинна бути не менше:

$$S_{min} = 6.7 + 0.02L = 6.7 + 0.02 \cdot 201.2 = 10.72 \text{ мм}$$

Розрахунок товщини обшивки внутрішнього борту за умовою міцності розраховується за формулою (1.6.4.4) [11], при цьому : $m = 15,8$; $k_{\sigma} = 0,6$;

$a = 0,85 \text{ м}$, $b = 3,4 \text{ м}$; $k = 1,2 - 0,5(0,8/2,4) = 1$; $\sigma_H = 417 \text{ МПа}$ (дивись п. 5.1.4); $\Delta S = 2,5 \text{ мм}$ (дивись таблицю 5.1); розрахунковий тиск $P = 106,97 \text{ кПа}$ (дивись п. 5.3.3)

$$S = 15,8 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \sqrt{\frac{106,97}{0,6 \cdot 417}} + 2,5 = 11,3 \text{ мм}$$

Товщина діафрагм і платформ подвійного борту за умовою міцності визначається за формулою (1.6.4.4) [11], при цьому : $m = 15,8$; $k_{\sigma} = 0,9$;

$a = 0,85 \text{ м}$, $b = 3,4 \text{ м}$ – для діафрагми; $k = 1,2 - 0,5(0,8/2,4) = 1$; $a = 0,85 \text{ м}$,

$b = 3,4 \text{ м}$ – для платформи; $k = 1,2 - 0,5(0,8/3,0) = 1,1$ $\sigma_H = 417 \text{ МПа}$

(дивись п. 5.1.4);

$\Delta S = 2,4 \text{ мм}$ (дивись таблицю 5.1); розрахунковий тиск $P = 106,97 \text{ кПа}$ (дивись п. 5.3.3)

Товщина діафрагми:

$$S = 15,8 \cdot 0,85 \cdot 1,2 \sqrt{\frac{106,97}{0,9 \cdot 417}} + 2,4 = 10,98 \text{ мм}$$

Товщина платформ:

$$S = 15,8 \cdot 0,85 \cdot 1,2 \sqrt{\frac{106,97}{0,9 \cdot 417}} + 2,4 = 10,98 \text{ мм}$$

Приймаємо товщину платформ і діафрагм $S = 11 \text{ мм}$

Мінімальна товщина для діафрагм та платформ подвійного борту наливних суден повинен бути:

$$S_{min} = 0.018L + 6,2 = 0.018 \cdot 201.2 + 6,2 = 9.8 \text{ мм}$$

У діафрагмі повинні передбачатися вирізи. Крім вирізів повинні бути підкріплюючі пояски. Товщина пояску приблизно дорівнює товщині діафрагми $S = 11 \text{ мм}$. Ширина пояску повинна бути у 10 разів більше його товщини, тобто $b = 110 \text{ мм}$.

Момент опору РЖ, який підкріплюють вирізи у діафрагми повинний бути не менше:

$$W = W' \cdot w_k; \quad W' = \frac{P \cdot a \cdot l^2 \cdot 10^3}{mk_\sigma \sigma_n},$$

де $P = 106,97 \text{ кПа}$ – розрахункове навантаження;

a – відстань між повздовжніми балками;

l – прогін балки, м, який визначається для вертикальних РЖ, як відстань між РЖ, які підкріплюють платформу, а для горизонтальних, як відстань між вертикальними РЖ;

$k_\sigma = 0,75$; $\sigma_n = 417 \text{ МПа}$;

$\Delta S = 2,4 \text{ мм}$ – додаток на знос і корозію (див. табл. 5.1)

Для вертикальних РЖ:

$$a = 1,9 \text{ м};$$

$$l = 3,0 \text{ м};$$

$$m = 12;$$

$$W^1 = \frac{Ql \cdot 10^3}{mk_\sigma \sigma_n} = 323 \text{ см}^3, \quad W = 264 \text{ см}^3,$$

В якості РЖ приймаємо штабобульб симетричний 2068 с $W = 270 \text{ см}^3$

Для горизонтальних РЖ:

$$a = 1,9 \text{ м};$$

$$l = 0,85 \text{ м};$$

$$m = 8;$$

$\Delta S = 2,4 \text{ мм}$ – додаток на знос і корозію (див. табл. 5.1)

$$W^1 = \frac{Ql \cdot 10^3}{mk_\sigma \sigma_n} = 41 \text{ см}^3, \quad W = 42 \text{ см}^3,$$

В якості РЖ приймаємо штабобульб симетричний 1035

Відстань між ребрами жорсткості, які підкріплюють платформу й розташовані паралельно ДП дорівнюють $a = 0,85 \text{ м}$.

Момент опору ребер жорсткості, які підкріплюють платформу повинен бути не менше визначеного за формулою:

$$W = W' \cdot w_k; \quad W' = \frac{P \cdot a \cdot l^2 \cdot 10^3}{mk_\sigma \sigma_n},$$

де $P = 106,97 \text{ кПа}$ – розрахункове навантаження;

$$a = 0,7 \text{ м};$$

$$l = 3,4 \text{ м};$$

$$k_{\sigma} = 0,75; \sigma_{\pi} = 417 \text{ МПа}; m = 12;$$

$\Delta S = 2,4 \text{ мм}$ – додаток на знос і корозію (див. табл. 5.1)

$$W^1 = \frac{Ql \cdot 10^3}{mk_{\sigma} \sigma_{\pi}} = 266 \text{ см}^3; W = 269 \text{ см}^3,$$

В якості РЖ приймаємо штабобульб симетричний 2068 $W = 270 \text{ см}^3$

5.10.4 Проектування конструкції верхньої палуби

При поздовжній системі набору палуб розміри бімсів повинні задовольняти наступним вимогам:

- момент опору бімсів повинен бути не менше визначеного за формулою: $W = W^1 \omega_k$; при $P = 0.7 P_w \geq P_{\min.} = 0.1L + 7 = 27,12 \text{ кПа}$, $m = 10$, $k_{\sigma} = 0,65$.

- момент інерції бімсів i_b верхньої палуби в середній частині судна для $L > 65 \text{ м}$ визначається із розрахунку стійкості палубного перекриття, як стрижневої системи у відповідності (1.6.5.1).

$$\sigma_c = \frac{M_T}{I} z_i 10 \geq 30/\eta \text{ – діючі стискальні напруження.}$$

- вимоги, що регламентують момент опору і момент інерції поперечного перетину корпусу відносно горизонтальної нейтральної осі. Дані для визначення візьмемо з табл.

для частини корпусу, що нижче н.о $\sigma_c = 123,54 \cdot 10^5 \text{ МПа} > 30/\eta$, $\eta = 0,92$

що викликає **перегин** судна $M_T = 2795 \cdot 10^3$

для частини корпусу, що вище н.о. $\sigma_c = 161,45 \cdot 10^5 > 30/\eta$, $\eta = 1$;

що викликає **прогин** судна $M_T = 2749 \cdot 10^3 \text{ кНм}$.

– момент інерції поперечного перерізу корпусу судна $I = W_D(D-e)10^2$, см^4 ;

$W_d = 11,5 \cdot 10^6 \text{ см}^3$ – момент опору палуби в середній частині судна ;

$D = 17,82 \text{ м}$ – висота борту;

e – відстань нейтральної осі від основної площини, м, визначається приблизно за формулою:

$$e = (0,34 + 0,06L \cdot 10^{-2})D = (0,34 + 0,06 \cdot 201,2 \cdot 10^{-2}) \cdot 17,82 = 8,2 \text{ м.}$$

Тоді $I = 11,5 \cdot 10^6 \cdot (17,82 - 8,2) \cdot 10^2 = 11 \cdot 10^6 \text{ см}^4$ і не може бути меншим за $I = 3C_w BL^3 (C_B + 0,7) = 938 \cdot 10^6$.

Для в'язів верхньої палуби:

$$W_6 = W^1 \omega_k;$$

$$W^1 = \frac{pa l^2 10^3}{mk_{\sigma} \sigma_n} = 28 \text{ см}^3,$$

$$W_6 = 28 \cdot 1,092 = 20,1 \text{ см}^3$$

Приймаємо для ребра жорсткості профіль №935 симетричний полособульб .

Висота стінки $h = 90 \text{ мм}$, товщина стінки $S_{ст} = 5,5 \text{ мм}$, $I = 1049 \text{ см}^4$, $W = 270 \text{ см}^3$

5.10.5 Поздовжня гофрована перегородка (коробчатого типу)

Гофровані поздовжні перегородки мають , як правило, горизонтальне розташування гофрів, при цьому повинна бути забезпечена їх безперервність.

Гофровані поздовжні перегородки використовують на судах не менше 150 м.

Товщина обшивки перегородки S , мм, з урахуванням зносу на корозію визначається за формулою (1.6.4.4) [11]:

$$S = 15,8 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \sqrt{\frac{106,97}{0,75 \cdot 417}} + 2,4 = 10,25 \text{ мм}$$

Приймаємо $S = 12 \text{ мм}$.

Кут φ не повинен прийматись менше 40° . Приймаємо $\varphi = 60^\circ$.

Момент опору поперечного перерізу гофра визначається згідно (1.6.4.1) і (1.6.4.2)[11],

$$Q = p d_0 l ,$$

$P = 106$ - тиск, кПа, який вимірюється від середини прогону гофра;

$m=13$; $k_{\sigma}=0,75$;

$$d_0 = 2(b + c \cdot \cos \varphi),$$

де $b=0,95$ мм ; $c = 0,45$ м ; $\varphi = 60^\circ$.

$$d_0 = 2(0,95 + 0,45 \cdot \cos 60^\circ) = 2,8 \text{ м}$$

$$W^1 = \frac{p a l^2 10^3}{m k_{\sigma} \sigma_n} = 1230 \text{ см}^3$$

$$w_k = 1 + \alpha_k \Delta S,$$

$$\text{де } \alpha_k = \frac{1}{0,15} \left[0,01 + \frac{1}{W'} \right]; \text{ при } W' > 200 \text{ см}^3;$$

$$\alpha_k = \frac{1}{0,15} \left[0,01 + \frac{1}{1230} \right] = 0,07$$

$\Delta S = 3$ мм – запас на знос і корозію.

$$w_k = 1 + 0,07 \cdot 3 = 1,21.$$

$$W = 1230 \cdot 1,21 = 1488 \text{ см}^3,$$

Приймаємо гофровану перебірку коробчатого типу з такими характеристиками (рис 7.5):

$S = 14$ мм;

$b = 0,95$ м;

$c = 2,8$ м;

$h = 0,7$ м

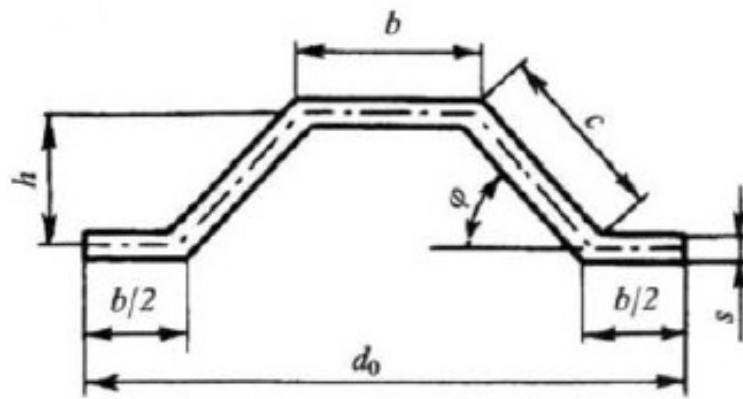


Рис. 5.5 Гофрована перебірка.

5.10.5 Перевірка загальної поздовжньої міцності корпусу судна

Розрахунок геометричних характеристик еквівалентного бруса виконується у в програмному забезпеченні **MARS2000**.

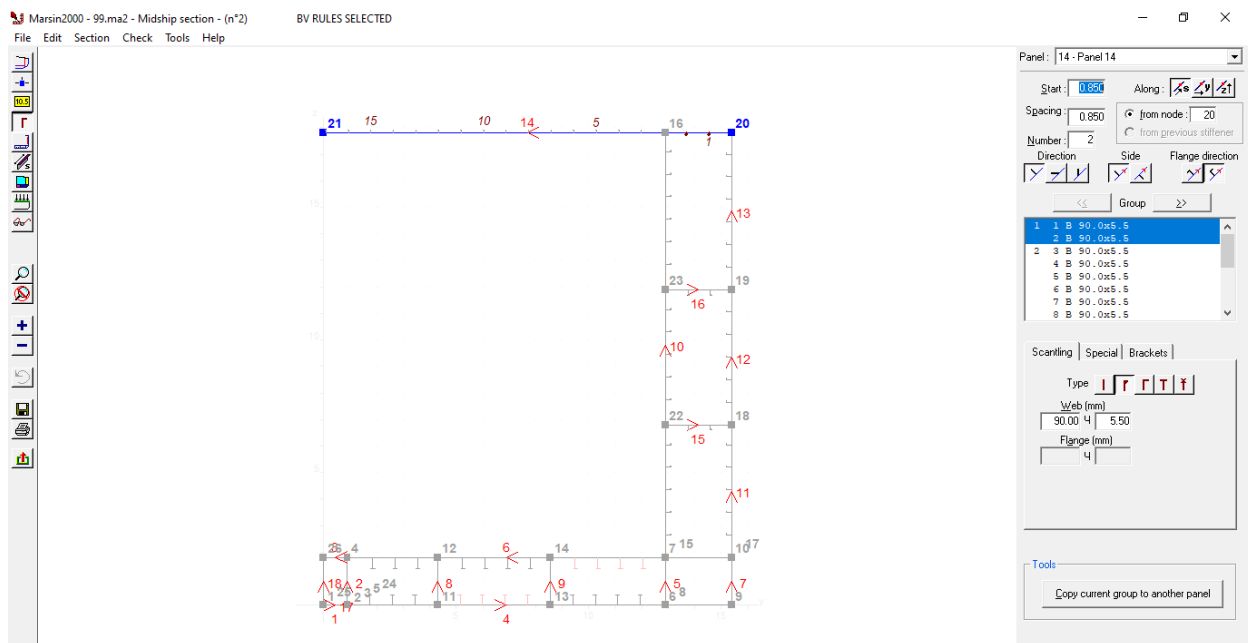


Рис.5.6. Побудова еквівалентного бруса в програмному забезпеченні

РОЗДІЛ 6 ВИКОРИСТАННЯ РОТОРНИ ВІТРИЛ

6.1 Основи ефекту Магнуса

Судноплавна галузь є основою світової торгівлі та життєво важливим зв'язком для острівних спільнот, транспортує приблизно 90% тоннажу всіх товарів, що підлягають торгівлі, за оцінками Міжнародної палати судноплавства. Згідно з даними Конференції ООН з торгівлі та розвитку (UNCTAD), загальний обсяг тоннажу світового судноплавства, що завантажується щорічно, зріс із 2,6 мільярда до 12,5 мільярда тонн у період із 1970 до 2022 року. Очікується, що попит на судноплавство й надалі зростатиме через зміну конфігурації світового виробництва, зростаючу важливість глобальних ланцюгів постачання та очікуване зростання багатьох економік. Також у найближчій перспективі морські судна продовжуватимуть транспортувати основну частину цієї торгівлі.

Джерела енергії для руху суден зазнали значних змін за останні 150 років: від вітрил (відновлювана енергія) через використання вугілля до важкого мазуту (HFO) і суднового дизельного пального (MDO), які нині є основними паливами в цьому секторі. Споживання цих видів пального зростало протягом багатьох років відповідно до зростання попиту на судноплавство. За оцінками Міжнародної морської організації (IMO), у період з 2007 по 2012 рік світовий морський флот щорічно споживав у середньому від 250 до 325 мільйонів тонн пального, що становить приблизно 2,8% річних глобальних викидів парникових газів. Однак порівняно з іншими видами транспорту судноплавство виробляє найменше викидів діоксиду вуглецю (CO₂) на тонну на кілометр подорожі. Проте очікується, що з ростом попиту на судноплавство обсяги викидів збільшуватимуться і можуть потроїтися до 2050 року, якщо не вживати відповідних заходів.

Для зниження забруднення повітря і впливу на зміну клімату необхідно скоротити викиди у судноплавному секторі. Міжнародна конвенція про

запобігання забрудненню з суден (MARPOL) запровадила обов'язкові технічні та операційні заходи, що спрямовані на підвищення ефективності використання енергії у судноплавстві та зниження викидів, які набули чинності у 2013 році. Галузь поставила ціль зменшити викиди вуглекислого газу на 20% до 2020 року і на 50% до 2050 року. Для досягнення цих показників судновим операторам слід розглядати чистіші види палива та енергетичні джерела, зокрема відновлювані. Окрім цього, зростання цін на бункерне паливо в умовах глобальної нестабільності ринку стимулює ширше використання сучасних рішень для судноплавства, що базуються на відновлюваних джерелах і новітніх технологіях. [20], [21], [22],[23]

Відновлювана енергія здатна кардинально змінити світовий флот у різних сферах і масштабах, охоплюючи як міжнародні, так і внутрішні перевезення товарів, пасажирів та послуг, а також рибальство, туризм та інші морські галузі. Використання відновлюваних джерел на судах різного типу передбачає варіанти для основної, гібридної або допоміжної пропульсії, а також для задоволення енергетичних потреб на борту та на суші. Серед перспективних джерел для судноплавства — вітер (м'які вітрила, фіксовані крила, ротори, повітряні змії та класичні вітрові турбіни), сонячні фотоелементи, біопаливо, енергія хвиль і суперконденсатори, заряджені від відновлюваних джерел. Такі екологічні рішення можуть бути застосовані через модернізацію наявного флоту або включені до нових проектів суднобудування. Деякі нові судна вже прагнуть забезпечити 100% живлення від відновлюваних джерел чи технологій з нульовими викидами для основного руху. [20], [21], [22],[23]

Зростає інтерес до вітроасистованих систем пропульсії суден (WASP) для підвищення паливної ефективності та зниження викидів парникових газів на судах. Роторне вітрило, одна з типових систем WASP, може надавати допоміжну тягову силу, обертаючи циліндричну структуру, засновану на ефекті Магнуса. Однак через значні розміри обертової конструкції в процесі

проектування слід ретельно оцінювати вплив на конструкцію судна і динамічну стабільність обертової структури.

Ефект Магнуса (Рис. 6.1) — явище, яке використовується у роторах Флеттнера (FRs) для руху суден за допомогою енергії вітру. Це явище можна пояснити обертанням тіла, на яке впливає потік рідини. Наприклад, вигнута траєкторія м'яча у футболі обумовлена саме цим ефектом. [20], [21], [22],[23]

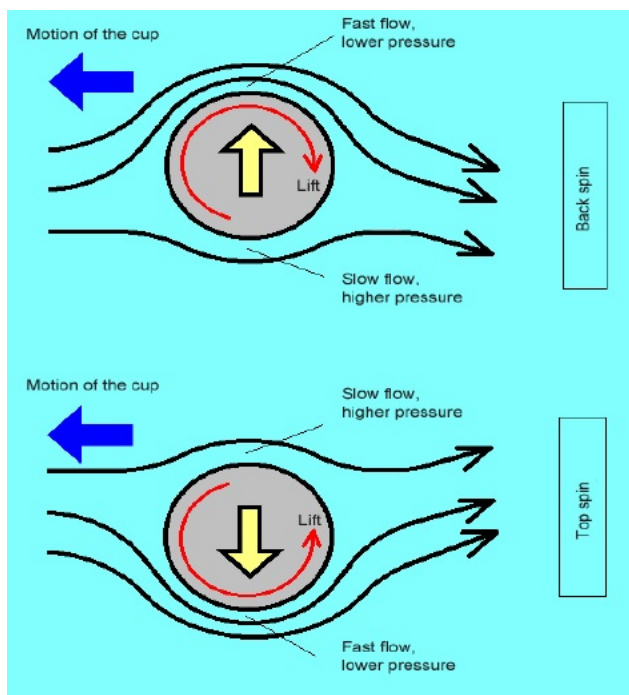


Рис.6.1. Ефект Магнуса

Ефект Магнуса: На швидко обертовий циліндр або сферу, що рухається крізь повітря або іншу рідину, діє сила в напрямку, який утворює кут із віссю обертання. На одній стороні обертового циліндра або сфери виникає високий тиск, коли вітер обтікає обертовий циліндр, тоді як на протилежній стороні формується область низького тиску. Різниця тиску генерує підйомну силу, яка перпендикулярна напрямку вітру і використовується для руху судна вперед.

Ротор Флеттнера був винайдений Антоном Флеттнером у 1920-х роках як ефективний спосіб зменшення витрат на паливо, одночасно підвищуючи стабільність судна та скорочуючи час проходження для комерційних суден. Ротор Флеттнера може створювати силу, еквівалентну вітрилу з площею

фронтальної поверхні в 10-15 разів більшою. Перевага ротора над традиційними вітрилами полягає у тому, що він важить лише чверть від ваги щогл, вітрил і такелажу, які він замінює, і дозволяє судну рухатися швидше за різних швидкостей і напрямків вітру порівняно з вітрилами. Крім того, ротор Флеттнера не потрібно пересувати для підлаштування під кут вітру, на відміну від вітрила, яке необхідно орієнтувати відповідно до напрямку вітру. [20], [21], [22],[23]

6.2 Основи теорії та конструкція ротора

При розміщенні обертового об'єкта в потоці повітря чи води виникає ефект Магнуса. На рис. 6.2 показано вектори сил, які поділяються на підйомну силу і силу опору. Напрямок підйомної сили визначається напрямком обертання і є перпендикулярним до потоку, тоді як сила опору менш виражена та орієнтована паралельно до потоку. Оскільки ротор закріплений на судні, тяга спрямовується вперед, що створює поступальний рух. [20], [21], [22],[23]

Різниця тисків на протилежних сторонах обертового об'єкта викликає цей ефект, подібний до дії крила літака. Попри можливості використання в авіації, на практиці ефект Магнуса масштабно реалізований тільки в морській галузі.

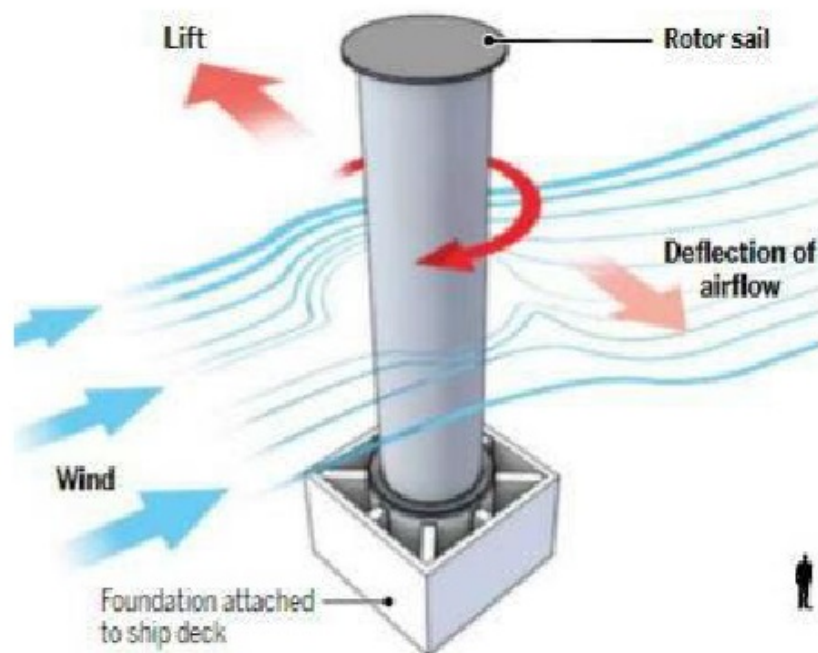


Рис.6.2. Вектори сил при роботі роторного вітрила

Ротори зазвичай представляють собою швидко обертові вертикальні циліндри. Вони ефективніші за традиційні вітрила і навіть сучасні повітряні змії, оскільки можуть функціонувати в ширшому діапазоні кутів вітру, найкращий з яких — боковий вітер під кутом 90° до курсу судна. Прямий задній вітер не є оптимальним для роторів, як це є для вітрил, але за певних умов можна отримати деяку тягу, направлену вперед, зменшивши підйомну силу і збільшивши опір. Проте це менш ефективно, оскільки підйомна сила має більший вплив, ніж опір. [20], [21], [22],[23]

Матеріал ротора змінювався протягом років завдяки дослідженням, спрямованим на те, щоб зробити ротор якомога легшим, але водночас достатньо міцним для експлуатації в морських умовах. Дослідники також розглядали варіанти з дерева та скловолокна. Основні проблеми стосувалися рухів судна, таких як гойдання та крен, а також вібрацій, пов'язаних з обертанням двигуна, і зовнішніх умов, включаючи штормове море, погоду, температури та вологість.

Таблиця 6.1 Відомі характеристики кораблів

Корабель (рік)	Buckau (1924)	Barbara (1926)	Estraden (2014)
Тип	Модернізація	Новобудова	Модернізація
Висота [м]	15,6	17	18
Ширина [м]	2,8	4	3
Матеріал	Сталь з оцинкуванням	Алюміній	Композит
Макс. об/хв	135	150	250

Ротор має порожнистий простір, всередині якого розташовані всі необхідні обладнання та датчики, захищені від суворих атмосферних умов. Циліндр є єдиною рухомою частиною в роторі Флеттнера (FR), тоді як внутрішні елементи залишаються статичними. У базовій конструкції є вхідний люк, проте екіпажу судна не потрібно заходити всередину ротора. Для безпеки на люку встановлена аварійна зупинка, яка гарантує, що під час перебування всередині ротор не вмикається. [20], [21], [22],[23] У 2014 році компанія Norsepower встановила перший ротор Norsepower на вантажному судні M/V Estraden, що належить фінській судноплавній компанії Bore. Наприкінці 2015

року Norsepower додала ще один подібний ротор на цьому ж судні. Перший ротор на Estraden — це циліндр висотою 18 м і шириною 3 м із гладкою поверхнею та кінцевою пластиною діаметром 5 м. Обертання циліндра забезпечується зовнішньою силою, що разом із видимим вітром створює тягу.

Зовнішню потужність для ротора Norsepower подає електродвигун, розміщений всередині ротора і підключений до суднової електромережі. Використання електродвигуна є вигідним, оскільки дозволяє легко регулювати швидкість і напрямок обертання відповідно до вітрових і погодних умов.

6.3 Аналіз обертової структури роторного вітрила

Розглянемо та проведемо аналіз обертової структури роторного вітрила висотою 20 м і діаметром 3 м. Вітрило-ротор складається з двох основних компонентів: фіксованої конструкції (статора), відомої як внутрішня башта, та обертової конструкції (ротора) циліндричної форми. Ротор підтримується верхнім і нижнім підшипниковими вузлами. Для зміни швидкості обертання ротора залежно від напрямку та швидкості вітру ротор з'єднаний з обертовою віссю, яку підтримує верхній підшипник і приводить в рух електропривід.

Для підсилення ефекту Магнуса і запобігання насиченню на кінцях встановлені кінцеві диски (так званий диск Тома) у верхній частині обертової конструкції. Цю ідею спершу запропонував Прандтль, а пізніше досліджував Том. Відомо, що збільшення діаметра диска Тома відносно діаметра циліндричного ротора може підвищити підйомну силу, особливо при високих коефіцієнтах обертання (SR), які визначають відношення тангенціальної швидкості обертання поверхні ротора до швидкості вільного потоку рідини.

Циліндричний ротор виготовлений із композитного матеріалу, зокрема з полімеру, армованого волокном (FRP), для зменшення ваги. Внутрішня башта, вал і середня пластина виконані зі структурної сталі, придатної для морського застосування. [20], [21], [22],[23]

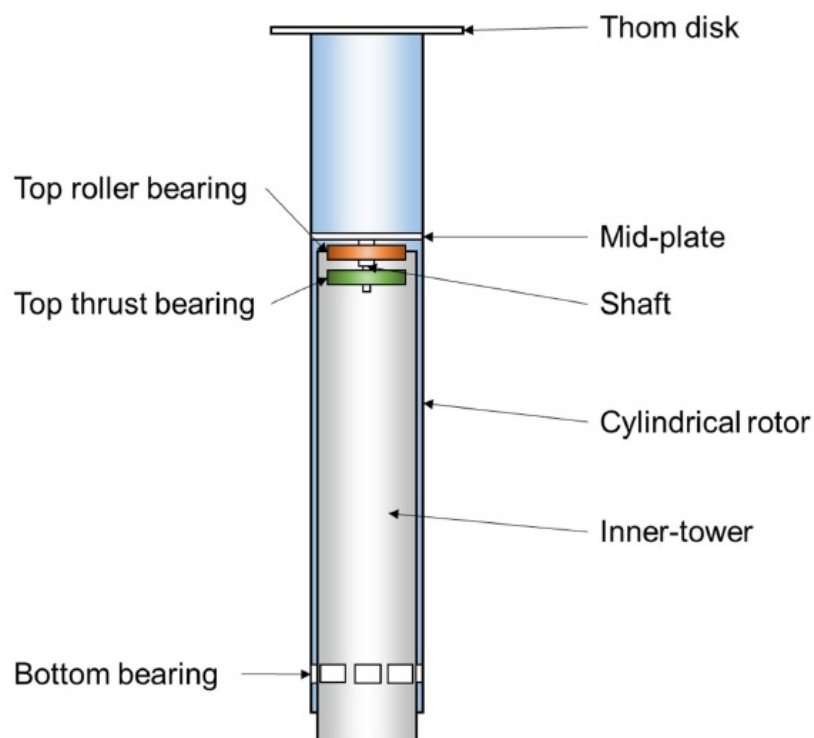


Рис.6.3. Поперечний переріз конструкції вітрила-ротора

На Рисунку 6.3 зображено поперечний переріз конструкції вітрила-ротора, розглянутого в цьому дослідженні. Досліджуване вітрило-ротор — це велика обертова структура з циліндричним ротором заввишки 20 м і діаметром 3 м. Середня пластина, яка з'єднує циліндричний ротор із валом, розташована на висоті 13 м від нижньої частини ротора. Верхній підшипниковий вузол складається з одного роликового підшипника, розташованого на висоті 12,5 м, і упорного підшипника на висоті 12,2 м. Нижній підшипниковий вузол розташований на висоті 0,21 м від нижньої частини й підтримує радіальне навантаження. [20], [21], [22],[23]

Ці детальні геометричні параметри стосуються поточної розробки вітрила-ротора в межах дослідження. Позиції точок підтримки та розміри конструкції важливі не лише з точки зору структурної стійкості, але й для забезпечення аеродинамічної ефективності.

Циліндричний ротор і диск Тома виготовлені з композитного матеріалу товщиною 20 мм. Загальна маса обертальної конструкції вітрила-ротора

становить 12000 кг. Докладна інформація про масу вітрила-ротора наведена в Таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 Інформація про вагу підкомпонентів вітрила-ротора

Компоненти	Вага (кг)	Матеріал
Диск Тома	730,5	Композит
Середня пластина	4455	Будівельна сталь
Вал	1127	Будівельна сталь
Циліндричний ротор	5680	Композит
Внутрішня башта	33085	Будівельна сталь

Циліндричний ротор працює на максимальній обертовій швидкості 180 обертів на хвилину (RPM), що вказує на відносно низькі RPM з точки зору динаміки ротора. Проте, завдяки великому діаметру ротора в 3 м, лінійна швидкість ротора досягає 28,3 м/с. Якщо виникають вібрації через велику масу, значна вібраційна енергія може передаватися на конструктивні компоненти судна.

6.4 Модель ротора вітрила з чотирма ступенями свободи (4DOF)

Модель ротора з чотирма ступенями свободи (4DOF) є найпростішою аналітичною моделлю, яка використовується для аналізу динамічної поведінки ротора. Вона передбачає жорсткий ротор, підтримуваний жорсткістю та демпфуванням, при цьому нехтується вигином ротора. У рамках аналізу динамічної поведінки модель враховує горизонтальні та вертикальні трансляційні рухи (x , y) в перерізі, з центром мас ротора в якості опорної точки, а також обертальні рухи (α , β) навколо двох осей відносно центру мас, що в результаті надає загалом 4 ступені свободи.

У моделі 4DOF припускається, що жорсткий ротор має сконцентровану масу в центрі мас. Динамічні характеристики ротора аналізуються шляхом визначення точок опори на обох кінцях. У випадку вітрила-ротора, описаного раніше, є три точки опори: два підшипники у верхній опорі та один підшипник у нижній опорі. Верхня опора складається з одного роликового підшипника з жорсткістю опори ($k_{x,r1,r}$, $k_{y,r1,r}$) та одного осьового підшипника з жорсткістю

опори ($k_{x,r1,t}$, $k_{y,r1,t}$). Нижня опора має жорсткість опори ($k_{x,r2}$, $k_{y,r2}$) через один роликівий підшипник. [20], [21], [22],[23]

Оскільки відстань між двома верхніми підшипниками є дуже маленькою в порівнянні з загальною довжиною ротора, модель 4DOF в цьому дослідженні спрощує два верхні підшипники в один еквівалентний підшипник ($k_{x,r1}$, $k_{y,r1}$) за формулою:

$$k_{x,r1} = k_{y,r1} = k_{x,r1,r} + k_{x,r1,t} = k_{y,r1,r} + k_{y,r1,t}$$

Крім того, жорсткість верхньої опори можна вважати структурною жорсткістю внутрішньої башти ($k_{x,s1}$, $k_{y,s1}$), а підпорний підшипник з'єднаний послідовно.

Для рухомого судна зі швидкістю V_s справжня швидкість вітру та напрямок (V_t, γ) впливають на продуктивність ротора Флетнера. Це пояснюється тим, що зміни напрямку справжнього вітру відносно рухомого судна призводять до зміни швидкості уявного вітру (V_a). Відповідно, швидкість уявного вітру вплине на здатність ротора Флетнера генерувати тягу в напрямку судна. Рисунок 4 ілюструє кути між швидкостями судна і вітру, а також дві системи координат. Система координат (X_h, Y_h, Z_h) використовується для корпусу судна, тоді як система координат (X_f, Y_f, Z_f) введена для курсу через океан.

Швидкість уявного вітру (V_a) можна розрахувати як функцію швидкості судна (V_s) та справжньої швидкості вітру (V_t), як це виражено в рівнянні, при припущенні дуже малого кута дрейфу.

$$V_a = \sqrt{V_t^2 + V_s^2 - 2V_t V_s \cos \gamma}$$

Крім того, його напрямок можна визначити за допомогою рівняння :

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{V_t^2 - V_a^2 - V_s^2}{-2V_a V_s} \right)$$

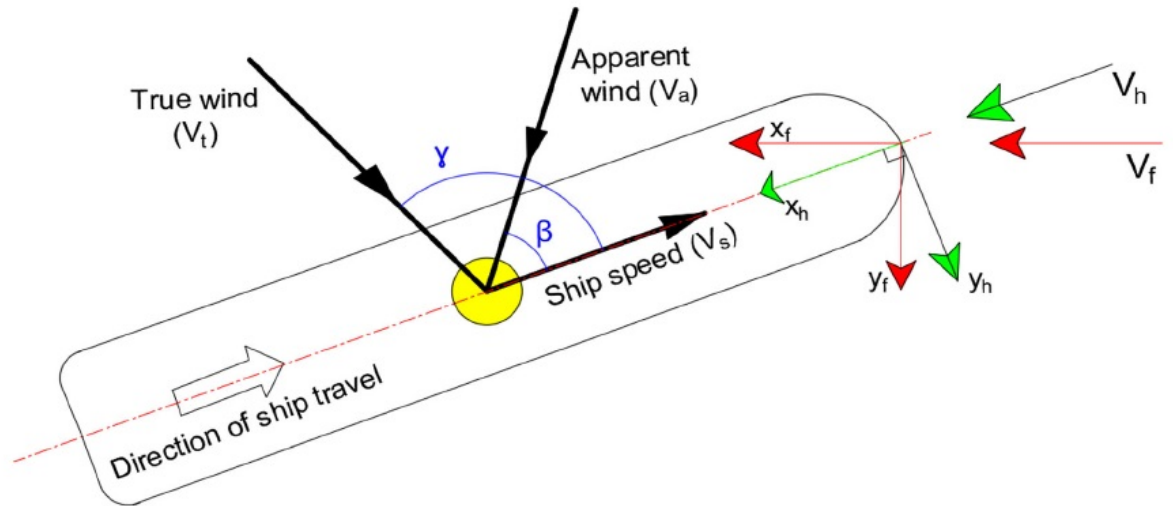


Рис.6.4. Кути між швидкостями судна та вітру

Оборотна швидкість ротора Флетнера має великий вплив на вироблену потужність. Вважається, що ротори структурно пов'язані з корпусом судна. Коефіцієнт обертання (C_{rot}) — це відношення між обертальною швидкістю ротора (U_{rot}) та швидкістю видимого вітру, що виражається в рівнянні:

$$U_{rot} = C_{rot} \times V_a$$

Теорія граничного шару на плоскому пластині може бути використана для розрахунку опору та потужності, необхідної для подолання тертя поверхні системи ротора Флетнера. Формула Шліхтінга може бути використана для розрахунку коефіцієнта тертя як функції числа Рейнольдса. Потужність, необхідна для обертання ротора (P_{con}), та для подолання сили тертя можна розрахувати за допомогою рівняння. Варто зазначити, що це приблизна оцінка, і на необхідну потужність також можуть впливати додаткові аспекти, такі як шорсткість підшипників.

$$P_{con} = \left[\left(\frac{0.455}{(\log(Re))^{2.58}} - \frac{1700}{Re} \right) \times \rho_a \times \frac{U_{rot}^2}{2} \times A_r \right] \times U_{rot}$$

де ρ_a — це густина повітря, A_r — площа поверхні ротора, Re — число Рейнольдса. Число Рейнольдса (Re) можна розрахувати за формулою:

$$Re = \frac{\rho_A \cdot C_{rot} \cdot V_a \cdot L_{Re}}{\mu}$$

де L_{Re} — характеристична довжина ротора, а μ — динамічна в'язкість повітря.

Щоб визначити ефективну потужність у напрямку корабля (P_s) та чисту вихідну потужність ротора Флеттнера (P_{net}) необхідно розкласти підйомні та опорні сили. Потужності P_s та P_{net} можна розрахувати, враховуючи ефективність корабельної тяги (η), як виражено в наступних формулах:

$$P_s = (C_L \times \sin\beta - C_D \times \cos\beta) \times \left(\frac{\rho_A \times V_a^2}{2} \right) \times A \times V_s$$

$$P_{net} = (P_s - P_{con}) \times \eta$$

де:

C_L — це коефіцієнт підйому, C_D — це коефіцієнт опору, а A — це максимальна площа, проєкції дії вітру на ротор Флеттнера.

6.5 Дослідження використання роторних вітрил на реальному судні
Wadi Alkarm (IMO: 9460760) — це балкер, побудований у 2011 році. Судно зареєстровано в порту Олександрія під єгипетським прапором, з реєстраційним номером 3633.

Основні характеристики:

- Довжина: 229 м
- Ширина: 32 м
- Осадка: 14.46 м
- Вантажопідйомність: 80,533 МТ
- Брутто-тоннаж: 43,736 МТ

Судно переважно транспортує різноманітні вантажі, включаючи вугілля, залізну руду та зерно. Воно має специфічні тоннажі для Суецького каналу: брутто-тоннаж — 45,016 МТ, нетто-тоннаж — 40,414 МТ.

Основні технічні дані для кейс-стаді можна узагальнити в наступній таблиці:

Таблиця 6.3 Основні технічні дані Wadi Alkarm

Параметр	Значення
Назва судна	Wadi Alkarm
Номер ІМО	9460760
Рік побудови	2011
Реєстраційний номер	3633
Прапор	Єгипет
Довжина	229 м
Ширина	32 м
Осадка	14.46 м
Вантажопідйомність	80,533 МТ
Брутто-тоннаж	43,736 МТ
Брутто-тоннаж Суецького каналу	45,016 МТ
Нетто-тоннаж Суецького каналу	40,414 МТ

M/V Wadi Alkarm здійснює маршрут з порту Дам'єтта в Єгипті до порту Дюнкерк у Франції. Морський маршрут включає зміни напрямку в різних місцях, таких як Туніс, Алжир, Марокко, Іспанія та Португалія. При середній швидкості 13 вузлів судно зазвичай завершить одну подорож приблизно за 13–15 днів.

6.5 Розташування роторів Флетнера на судні

На Рисунку 6.5 показані запропоновані місця розташування чотирьох роторів Флетнера на головній палубі судна. Ротори будуть розміщені вздовж довжини судна, зокрема з лівого та правого боку від люків номер 2 та 4. Ротори будуть встановлені так, щоб забезпечити вільний рух екіпажу для проведення необхідних операцій та обслуговування на головній палубі, а також щоб не заважати завантаженню та вивантаженню вантажу. [20], [21], [22],[23]

Щодо можливості установки, балкерні та наливні судна вважаються одними з найбільш підходящих для установки цього типу турбін, оскільки на

поверхні, де вантажі завантажуються та вивантажуються, немає лебідок, як зовнішніх, так і підвісних.

Обраною моделлю роторів Флетнера для установки на борт судна в даному випадку є ротор Norsepower (Norsepower 2018). Ротори встановлюються на судні на основі з болтовим з'єднанням на висоті 2,5 м. Висота ротора складає 24 м, а діаметр — 4 м. Загальна вага ротора разом з основою становить 34 тонни. Підтримуюча основа для ротора є циліндричною сталевую конструкцією. Змінна швидкість ротора коливається від 0 до 225 обертів на хвилину з електродвигуном потужністю 90 кВт. Діапазон робочої швидкості вітру для ротора становить від 0 до 25 м/с, з максимальною швидкістю виживання 70 м/с та максимальною безперервною тягою 175 кН.

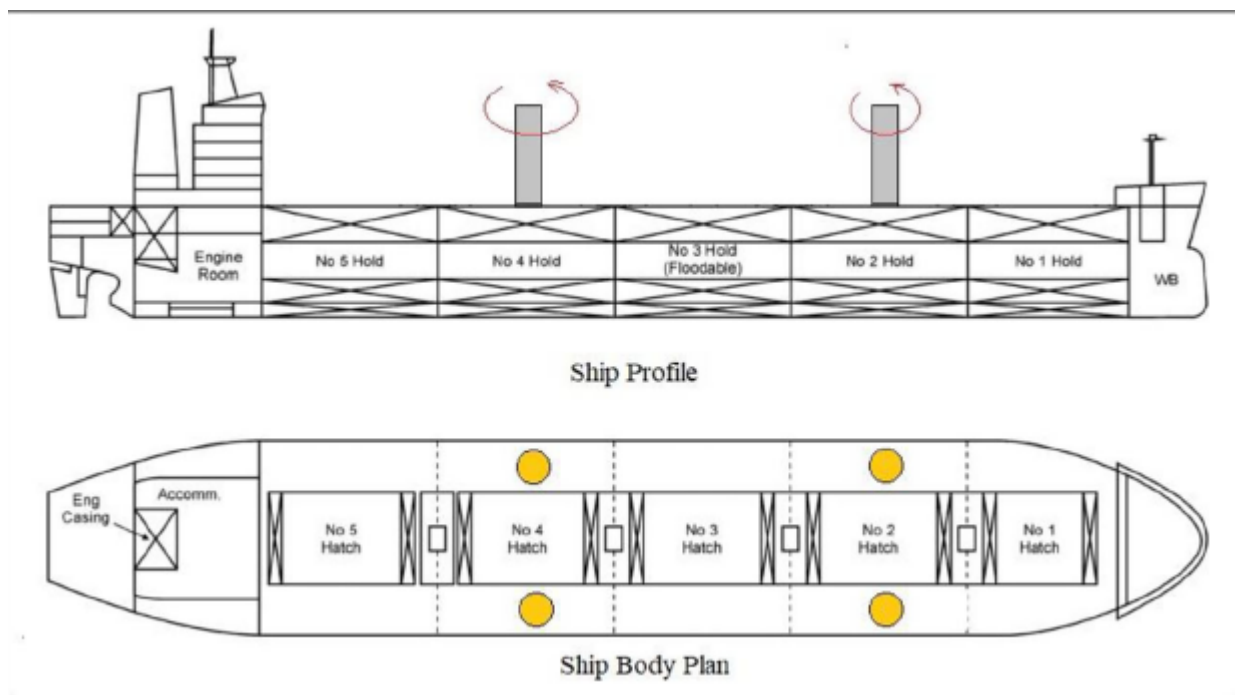


Рис.6.5 Сема розміщення роторних вітрил на судні

Для спрощення були зроблені наступні припущення щодо маршруту судна, стабільності судна, а також швидкості та напрямку вітру. Припускається, що досліджуване судно подорожує фіксованим маршрутом з постійною швидкістю з порту Дам'єтта до порту Дюнкерк. Встановлення роторів Флетнера не матиме істотного впливу на стабільність та водотоннажність судна. Первісні розрахунки технічних результатів ротора

Флетнера проводяться при швидкості судна 13,5 вузлів під час круїзу в відкритому морі, при кутах істинного вітру від 0° до 360°. При цьому кут дрейфу судна та тертя підшипників не враховуються. Ефективність системи пропульсії судна приймається за 60% (Lele and Rao 2017; Tillig and Ringsberg 2020; Traut et al. 2014). Значення густини повітря та динамічної в'язкості приймаються рівними $1,225 \text{ кг/м}^3$ і $1.789 \times 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м/с}^2$

Для розрахунку коефіцієнта тертя використовується рівняння Шліхтінга (Munson et al. 2012; Nakayama and Boucher 1998b). Дані про швидкість і напрямок вітру були засновані на кліматичній статистиці Meteoblue (Meteoblue 2020).

6.6 Технічні та екологічні результати

У цьому розділі представлені технічні, екологічні та економічні результати використання ротора Флетнера на вибраному прикладі. Результати вказують на вплив змін швидкості вітру, швидкості судна, коефіцієнта підйому, швидкості двигуна та обертового коефіцієнта на чисту вихідну потужність роторів Флетнера. Крім того, обговорюються екологічні та економічні наслідки використання ротора Флетнера на прикладі дослідження.

Важливо враховувати аеродинамічні взаємодії між різними роторами Флетнера при вивченні їх продуктивності на борту судна. Потенційна частка цієї взаємодії є домінуючою, оскільки швидкості та напрямки очевидного вітру змінюються відповідно до індукованої циркуляції (Tillig and Ringsberg 2020). Очевидна швидкість та напрямок вітру на кожному роторі суттєво залежать від положення та циркуляції інших роторів. Тому коефіцієнти підйому та опору, а також оптимальні оберти повинні бути розраховані відповідно до характеристик досвідченої швидкості вітру та напрямку. Швидкості та кути вітру відповідають цим практикам для вітрильних човнів у різних місцях флоту (Bethwaite 2013). Оптимальні оберти для кожного ротора розраховуються в залежності від швидкості вітру, напрямку вітру та індукованої швидкості на кожному роторі, а рекомендоване співвідношення обертів коливається від 1.0 до 3.0 для морських застосувань (De Marco et al.

2016). Щоб продемонструвати взаємодію встановлених чотирьох роторів Флетнера, показано індуковане поле потоку для досліджуваного випадку при $V_s=13.5$ вузлів та $V_t=6.5$ м/с на малюнку 5. Індукований потік розраховано за допомогою програми MATLAB відповідно до рівнянь 10–13 при справжньому куті вітру 225° ($V_a=12$ м/с, $\beta=158^\circ$). Подовжні та поперечні відстані між роторами складають 65 м і 25 м відповідно. Крім того, на рисунку 6 представлені швидкості та напрямки очевидного вітру на кожному роторі з урахуванням різних взаємодій між чотирма роторами. [20], [21], [22],[23]

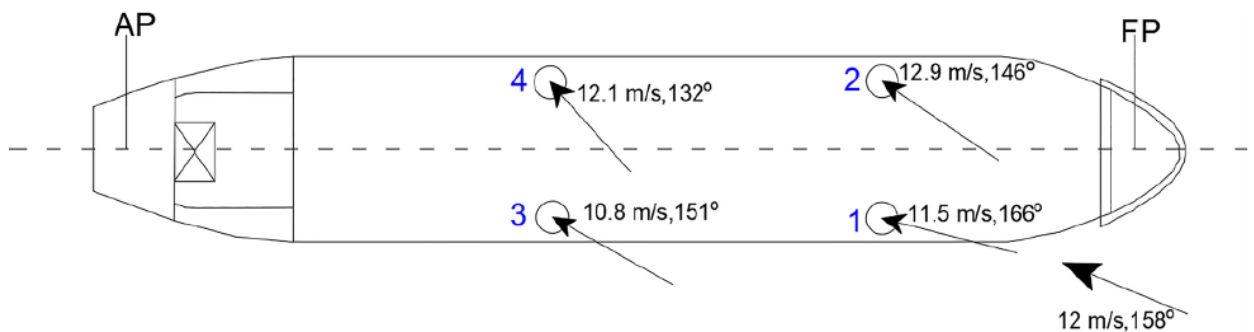


Рис.6.6. Очевидна швидкість і напрям вітру для чотирьох роторів при швидкості судна 13,5 вузлів, $V_t = 6,5$ м/с і куті $\gamma = 225^\circ$

Серед важливих параметрів, які визначають продуктивність ротора Флетнера, є коефіцієнти підйому та опору. Вони визначають сили підйому та опору, що генеруються, і, отже, ефективні сили системи в напрямку корабля та перпендикулярно до нього. На рисунку 6.6 показані ефективні сили в напрямку корабля для чотирьох роторів Флетнера, організовані відповідно до рисунку 6, з урахуванням аеродинамічних ефектів з і без взаємодії. Значення ефективних сил розраховуються при оптимальних обертах для кожного ротора, діаметр і висота яких становлять 4 м і 24 м відповідно. Ці розміри відповідають судну, яке береться до уваги. Розрахунки виконуються при швидкості судна 13.5 вузлів відповідно до характеристик вітру на маршруті для досліджуваного випадку. Мета цих розглядів — груба оцінка потенціалу роторів Флетнера як морського двигуна. Можна помітити, що передні ротори Флетнера 1 та 2 отримують вигоду від взаємодії, тоді як задні ротори 3 і 4 відчувають негативний вплив.

Чисту вихідну потужність кожного ротора Флетнера з і без аеродинамічної взаємодії, організовану відповідно до рисунка 6, можна представити в полярному графіку, показаному на рисунку 7. Це ілюструє варіацію виходу потужності ротора через зміну швидкості справжнього вітру від 5 до 25 м/с. Інші змінні, включаючи коефіцієнти підйому та опору, змінюються для кожного ротора відповідно до його циркуляції та співвідношення обертів. Можна помітити, що споживання потужності ротора зростає зі збільшенням швидкості вітру. Чиста вихідна потужність позитивна, оскільки генерований тяговий момент перевищує опірну силу. Чиста вихідна потужність залежить від характеристик вітру та швидкості судна. На малюнках 8а і 8б показано ефект зменшення швидкості судна з 13.5 вузлів до 10 вузлів на чисту вихідну потужність при різних характеристиках вітру. Результати є ідентичними для позитивних і негативних кутів напрямку через симетричні характеристики чистої вихідної потужності.

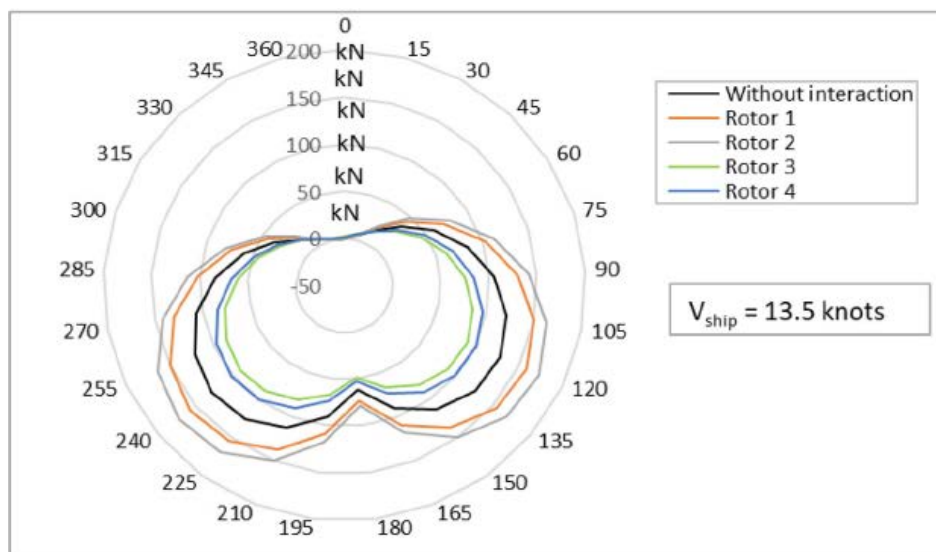


Рис.6.7. Ефективна сила в напрямку руху судна від чотирьох роторів Флеттнера з урахуванням та без урахування взаємодії при швидкості судна 13,5 вузлів.

Швидкість обертання ротора визначає необхідну потужність для його роботи, що впливає на чисту вихідну потужність ротора Флеттнера. На рисунку 6.9 показано вплив коефіцієнта обертання ротора Флеттнера

(розташованого згідно з рисунком 6.6) на чисту вихідну потужність чотирьох роторів з урахуванням аеродинамічної взаємодії між ними. Графік побудований при середній частоті обертів 80 об/хв для всіх чотирьох роторів з урахуванням швидкості вітру, напрямку вітру, індукованої швидкості на кожному роторі та різних коефіцієнтів обертання для кожного ротора. Зі збільшенням коефіцієнта обертання чиста вихідна потужність зменшується через зростання потужності, необхідної для обертання ротора. У той же час, чиста вихідна потужність збільшується при низьких значеннях коефіцієнта обертання.

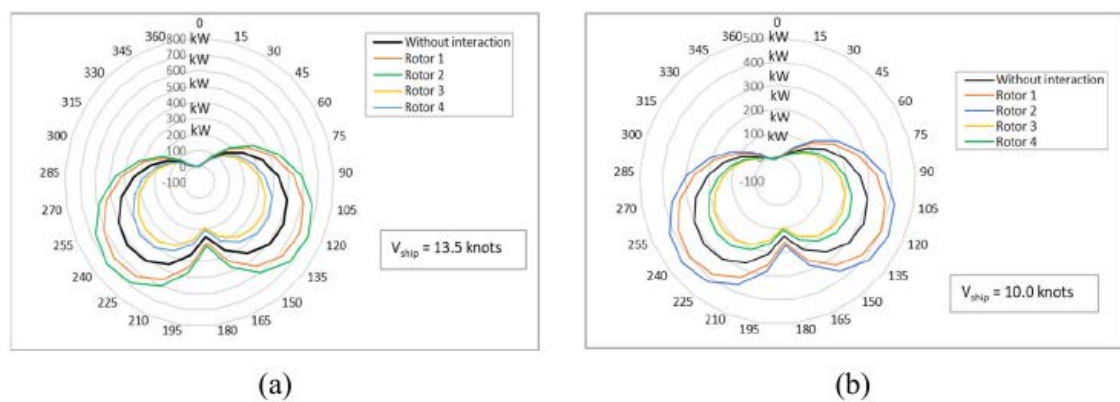


Рис.6.8. Зміна чистої потужності ротора Флеттнера залежно від характеристик справжнього вітру та швидкості судна 13,5 вузлів (а) і 10 вузлів (б).

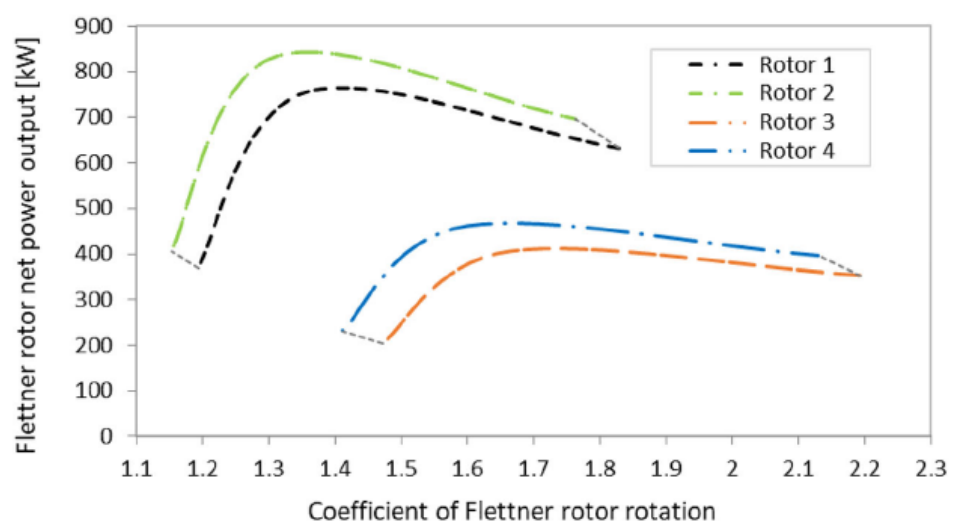


Рис.6.9. Вплив коефіцієнта обертання на чисту вихідну потужність роторів Флеттнера.

Для оцінки екологічних переваг роторів Флеттнера було розраховано річну економію палива на основі збереженої потужності для просування судна. Використовуючи дані про вітер з кліматичної бази даних meteoblue (Meteoblue 2020), було розраховано загальну річну економію палива від чотирьох роторів, як показано на Рис. 6.10. Максимальна річна економія палива становить 3528 тонн на рік і досягається у січні. З іншого боку, найменша річна економія палива, згідно з даними про вітрові характеристики, відбувається у жовтні і становить 223 тонни. Середня чиста вихідна потужність для маршруту судна протягом року, з урахуванням швидкості вітру, напрямку та курсу судна, становить 1537 кВт, що забезпечує середню річну економію палива в 1693 тонни на рік завдяки використанню чотирьох роторів. Нарешті, використання чотирьох роторів Флеттнера дозволить знизити споживання палива судном на 22,28%.

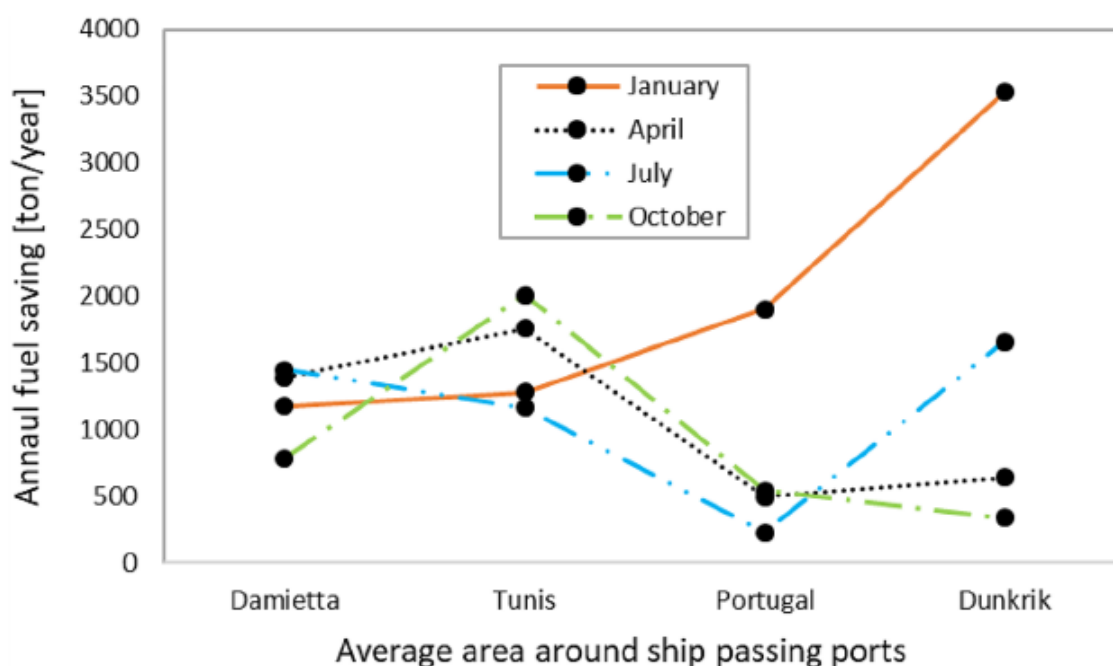


Рис.6.10. Середньорічна економія палива на основі маршруту судна, а також швидкості та напрямку справжнього вітру

З розрахованих значень річної економії палива завдяки використанню роторів Флеттнера можна оцінити річне зменшення викидів. На Рис. 6.11 показані значення знижених викидів NO_x, SO_x, CO, CO₂ і HC за кутами

справжнього вітру від 0° до 360° та швидкості судна 13,5 вузлів. Ці значення розраховані для чотирьох роторів Флеттнера відповідно до характеристик вітру на маршруті досліджуваного судна. Найбільше зменшення викидів можна досягти при кутах справжнього вітру 120° та 240° завдяки збільшенню підйомної сили ротора та чистої вихідної потужності. У протилежність цьому, найменші значення зниження викидів будуть при кутах вітру 0° і 360° .

Фактична кількість знижених викидів завдяки використанню ротора Флеттнера на обраному судні з маршрутом між портами Дамієтта і Дюнкерк показана на Рис. 6.11. Чим вище значення зменшення викидів, тим більше екологічних переваг можна отримати. Найвища річна норма зменшення викидів становить 9272 тонни на рік для зниження викидів CO_2 . Це пов'язано з високим відсотком вмісту вуглецю у важкому паливі, що використовується. Другим за величиною видом знижених викидів є NO_x через високий відсоток азоту в повітрі під час згоряння морського палива в дизельному двигуні судна.

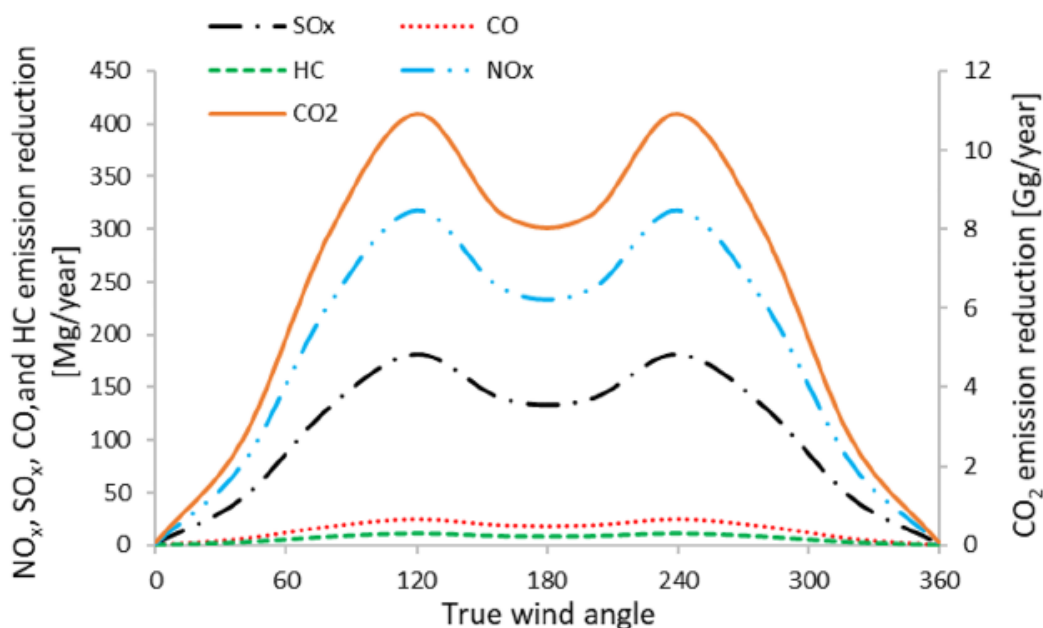


Рис.6.11. Зменшення викидів завдяки використанню моделі ротора Флеттнера при різних кутах вітру

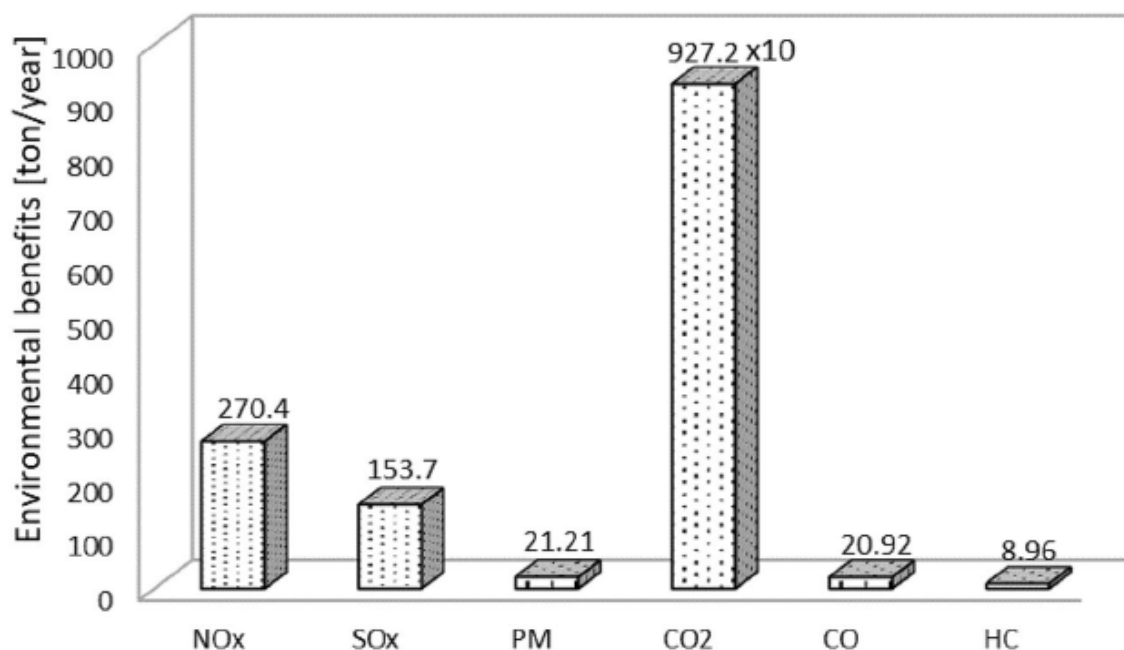


Рис.6.12. Екологічні переваги від використання чотирьох моделей ротора Флеттнера на борту досліджуваного судна при швидкості 13,5 вузлів

Висновки

Судна з нульовими викидами – це мета, до якої прагне Міжнародна морська організація. З акцентом на вітрову енергію було проведено огляд літератури про попередні та сучасні судна з роторами Флеттнера, а також про відповідні дослідження. Представлено просту модель, яка охоплює основні технічні характеристики, а також екологічні та економічні аспекти. Основні висновки можна сформулювати наступним чином:

- Технічно, курс судна та швидкість і напрямок вітру є основними чинниками, що впливають на чисту вихідну потужність роторів Флеттнера. У вибраному випадку дослідження середня чиста вихідна потужність кожного ротора становитиме 384 кВт/год.
- Екологічно, оптимальні кути вітру для даної моделі ротора, які забезпечують максимальне зменшення викидів, складають 120° і 240°. У розглянутому випадку використання роторів Флеттнера на борту судна знизить споживання пального на 22,28%. Викиди NOx і CO2 зменшаться на 270,4 і 9272 тон/рік відповідно, що призведе до економічної вигоди в розмірі \$1912 і \$55,8 за тонну, відповідно, за річною ставкою 10%.

- З економічної точки зору було розроблено різні сценарії, щоб проаналізувати фактори, які впливають на цю технологію, оцінити річні капітальні витрати та визначити термін окупності. Річні витрати для запропонованої концепції становитимуть \$399,978, \$517,212 і \$650,463, залежно від процентної ставки (5%, 10% і 15% відповідно). Вибрані ротори зможуть забезпечити економічну вигоду судна вже через шість років експлуатації. Також було досягнуто значної вартості енергетичних витрат.
- Нарешті, оскільки запаси викопного пального зменшуються, майбутні міжнародні регуляції, що стосуються морського середовища, стимулюватимуть перехід до відновлюваних та екологічно чистих енергетичних систем у судноплавстві. [20], [21], [22],[23]

В магістерській роботі приймемо 4 роторні вітрила циліндричної форми. Розміри приймамо у відсотковому співвідношенні до судна прототипу у відповідності до довжини судна.

7 СТИСЛА СПЕЦИФІКАЦІЯ ЗА КОРПУСНОЮ ТА МЕХАНІЧНОЮ ЧАСТИНАМИ

7.1 Загальні відомості.

7.1.1. Призначення судна - перевезення нафтопродуктів (дизельного палива).

7.1.2 Район плавання - необмежений.

7.1.3 Тип судна - одногвинтовий, однопалубний дизельний танкер з подвійними бортами, подвійним дном, одною поздовжньою перегородкою у танковій частині, з кормовим розташуванням машинного, насосного відділень, житлових і службових приміщень, з бульбовою формою носової кінцевості, крейсерською кормою, зрізаної в надводній частині по типу транця.

7.1.4 Судно будується за Правилами Регістру Судноплавства України (нафтоналивне).

Судно відповідає вимогам наступних правил, конвенцій, норм:

- Правила класифікації та побудови суден 2020р;
- Міжнародна конвенція з попередження забруднення моря з суден МАРПОЛ 73/78 з поправками МЕРС 32/WR.3 и МЕРС.S1 (32);
- Міжнародна конвенція з охорони життя на морі СОЛАС –74;
- Закон США про попередженню забруднення нафтою;
- Міжнародні правила попередження зіткнення суден ;
- Правила плавання в Кільському каналі;
- Правила проходження панамського каналу;
- Міжнародний регламент радіозв'язку ;
- Правила плавання та перевезення небезпечних вантажів у Суецькому каналі;
- Санітарні норми морських суден.

7.2 Основні дані

- довжина між перпендикулярами	$L=201,2$ м;
- ширина	$B=30,78$ м;
- висота борту	$D=17,82$ м;
- осадка	$d=10,61$ м;
- коефіцієнт повноти водотоннажності	$C_B=0,767$;
- коефіцієнт повноти мідель – шпангоута	$C_M=0,992$;
- коефіцієнт повноти ВВЛ	$C_w=0,851$.

Водотоннажність судна в повному вантажі та 100% запасів у морській воді щільністю $1,025 \text{ т/м}^3$ складає 52174 тон. Дедвейт дорівнює 40517 тон.

Автономність по запасам пального та провізії складає 30 діб.

Дальність плавання 15000 миль.

Максимальна швидкість, яку може розвинути судно “по чистій воді” зі свіжопофарбованим корпусом, тиску вітра не більш 2 балів та хвилюванні не більше 3 балів складає 16,00 вузлів.

7.3 Корпус

Усі корпусні конструкції відповідають вимогам Правил Регістру. Основний корпус виготовлено зі сталей А36(10Г2С1). Рубка передбачається зі сплавів АМГ та АМЦ. Танкова частина розділена поперечними та поздовжньою гофрованими перегородками на 10 окремих танків та два відстійних танка. Забезпечується водонепроникність зовнішнього корпусу, перегородок, подвійного дна та внутрішніх платформ. Зварювання проводиться по узгодженню з Регістром та судовласником. Перевірка якості зварювальних швів може бути виконана будь-яким неруйнівним методом, ухваленим Регістром.

7.4 Ізоляція

Теплова ізоляція виконана непальними матами із супертонкого базальтового волокна (ПДТС) у приміщеннях з поверхнями, що зашиваються, і плитами із супертонких волокон з гірських порід (ПМТБ) - по поверхнях, що не зашиваються.

Теплоізоляційні матеріали закріплені:

- клеєм - плити із супертонких волокон з гірських порід;
- приварними шпильками з пластмасовими ковпачками - мати із супертонкого базальтового волокна .

У рефрижераторних коморах мати із супертонкого базальтового волокна закріплені сосновими дошками. Гідрозахист плит із супертонких волокон з гірських порід виконаний шпаклівкою з наступним обклеюванням тканиною і фарбуванням.

7.5 Постачання

Судно постачене інвентарним майном і інструментом відповідно до норм Регістра й в обсязі, прийнятому заводом-будівельником.

У постачанні судна передбачається три комплекти захисного спорядження, що дозволяє заходити в загазований відсік і робити там роботу не менш 20 хвилин. У постачанні судна передбачається спеціальний повітряний компресор для наповнення повітрям балонів захисного спорядження. Запасні частини. Запчастини, пристосування і спецінструмент передаються на судно в обсязі, що поставляється заводами-виготовлювачами устаткування відповідно до вимог Регістра.

7.6 Системи та трубопроводи

Для забезпечення необхідних санітарно-гігієнічних і комфортних умов для роботи і відпочинку особового складу судно обладнане системами: побутового водопостачання, стічними, парового опалення, господарського

паропостачання, вентиляції, кондиціонування повітря в житловому, суспільних і ряді службових приміщень, холодильного агента провізійних комор. Для забезпечення загальносуднових нестатків на судні передбачені системи: баластова, вуглекисло-баластова, вантажна, мийки танків, газовідвідна, водотушіння, зрошення, піногасіння, інертних газів, вуглекислотного гасіння, підігріву вантажу, повітря низького і середнього тиску, охолодження суднового устаткування, повітряні і вимірювальні труби, переговорні труби, шпігатів відкритих палуб, система контролю виділень випарів.

7.7 Пристрої суднові

7.7.1 Стерновий пристрій. На судні встановлено напівбалансирне напівпідвісне стерно за кронштейном площею 59,5 м², яке приводиться в дію стерновою електричною машиною РСРЗ-8. Діаметр сталої циркуляції судна складає 324 м що складає 1,61 корпусу судна. Судно устатковане носовим підрулюючим пристроєм потужністю 1300 кВт.

7.7.2 Якірно-швартовний та буксирний пристрій. Судно устатковане трьома якорями Холла (один з яких запасний) масою по 9900 кг кожен. Якірні ланцюги виготовлено зі сталей підвищеної міцності, довжина кожного 330 м, калібр ланцюгів складає 100 мм. На судні знаходяться 9 синтетичних швартовних канатів довжиною по 200 м кожен. Судно оснащено гідропневматичними кранцями типу GTR-75. У якості якірних та швартових механізмів використано в носу – якірно-швартовні напівбрашпили, в кормі – автоматичні швартовні лебідки типу SVM.

7.7.3 Вантажний пристрій.

На судні встановлено вантажний кран КЭГ12018 вантажопідйомністю 12 тон у міделевій частині та вантажний кран КС32-2 вантажопідйомністю 3,2 тон для завантаження провізії та обслуговування машинно-котельного відділення.

7.7.4 Рятівні засоби.

На судні встановлено рятівну шлюпку вільного падіння SPRAY-25 на 25 чоловік. На верхньому мосту встановлено плотбалку та два рятівні надувні плоти ПСН-20. Житлові, службові та суспільні приміщення обладнані шафами з рятівними жилетами.

7.8 Силова установка.

У якості головної силової установки встановлено малообертовий двигун X52DF-1.1 фірми «WinGD (Winterthur Gas & Diesel)» з наступними характеристиками:

- потужність, кВт	$N_e = 8680-10430$;
- частота обертання валу, хв^{-1}	$n = 1050$;
- довжина, мм	$L = 7771$;
- ширина, мм	$B = 3514$;
- висота, мм	$H = 10460$;
- суха маса, т	$G = 288$;
- питомі витрати палива, ЗПГ г/кВт·год	$q_n = 142,70$;
- питомі витрати палива, дизель г/кВт·год	$q_n = 184,10$;

7.9 Рушій

Рушієм на спроектованому судні є гвинт фіксованого кроку діаметром 3,925 м з чотирма лопостями та дисковим відношенням 0,55. Максимальний ККД гвинта складає 0,71.

7.10 Обладнання машинно-котельного відділення

Для виконання ремонтних робіт на судні передбачена механічна майстерня у якій встановлено наступне обладнання:

- токарно-гвинторізний верстат;
- широкоуніверсальний фрезерувальний верстат;

- вертикальний свердлильний верстат;
- настільно-сверлильний верстат;
- точильно-шлифувальний верстат;
- пилоуловлювальний верстат;
- верстак з двома робочими місцями та тисками.

7.11 Системи суднової енергетичної установки

В складі суднового енергетичного комплексу передбачено наступні системи та трубопроводи:

- система прийому, зберігання, сепарації та перекачування пального;
- система постачання забортної води;
- система охолодження;
- вентиляційна система машинного відділення;
- газовипускна система та димоходи парогенераторів.

7.12 Електроустаткування

У якості електричних джерел на судні у складі електростанції встановлено три генератора трифазного струму потужністю по 820 кВт при напрузі 420 В, частоті обертання ротора 1000 об/хв. У спеціальних приміщеннях встановлено аварійний дизель-генератор та головний розподільчий щит. Для живлення потребників струму на судні встановлено два трифазних трансформатора 380/220В по 100 кВА кожен та два трифазних трансформатора 380/280 В по 63 кВА кожен. Основним родом електричного струму на судні є струм напругою 50 В. Електроенергія розподіляється при наступних величинах напруги:

- 380 В трифазного струму для силових потребників та електрогрілок;
- 220 В трифазного та однофазного струму для основного та аварійного освітлення та сигнально-розпізнавальних вогнів;
- 127 В трифазного струму для електротехнічної майстерні;
- 110 В трифазного струму для гірокомпасу та машинного телеграфу;

- 24 В постійного струму для систем автоматики;
- 24 В однофазного струму для включення електроінструменту та освітлення МКО під настилом;

Додатково на судні у складі електростанції встановлено чотири генератора трифазного струму АИР Україна АИР315S8 потужністю по 90 кВт при напрузі 380 В, частоті обертання ротора 750 об/хв. Додаткові генератори необхідні для обертання роторних вітрил, встановлених на верхній палубі.

7.13 Системи зв'язку.

Для передачі службових повідомлень і приватної кореспонденції, а також для подачі і прийому сигналів небезпеки, навігаційних попереджень і метеопрогнозів на судні встановлений комплект засобів радіозв'язку, що задовольняє вимогам Глобальної Морської Системи Зв'язку при нещасті і для забезпечення Безпеки, призначений для роботи в морських районах А1+А2+А3 (із заходом в А4) у складі:

- УКХ радіостанція;
- кодуєчий пристрій цифрового виборчого виводу (ЦИВ-1);
- радіостанція;
- пристрій літеродрукування;
- пристрій для подачі сигналу тривоги на частоті 2182 кГц;
- суднова радіостанція INMARSAT;
- супутниковий аварійний радіобуй (АРБ) системи КАСПАС/CARCAT
- 2 комплекти (один з них з гідростатом);
- автоматичний приймач радіосигналів на частоті 2182 кГц;
- засоби радіозв'язку рятувальної шлюпки;
- акумуляторна батарея для живлення засобів зв'язку;
- приймач служби НАВТЕКС з друкувальним пристроєм;
- радіолокаційний відповідач;

- УКХ портативна радіостанція у вибухонебезпечному виконанні

7.14 Роторні вітрила

У якості додаткового рушія, та для економії палива використовується 4 Ротор-паруси. Ротор-парус є великою обертовою конструкцією з циліндричним ротором висотою 20 м і діаметром 4 м. Середня пластина, яка з'єднує циліндричний ротор і вал ротора, розташована на висоті 14,2 м від основи циліндричного ротора.

РОЗДІЛ 8 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СПРОЕКТОВАНОГО СУДНА

8.1 Основні положення

Економічна оцінка проектового судна є завершальним етапом розрахунків його основних характеристик. Ця оцінка традиційно охоплює повний життєвий цикл судна - від проектування до використання, включаючи витрати на будівництво та експлуатацію.

Визначення будівельної вартості судна має особливе значення вже на початкових етапах проектування. Це пов'язано з тим, що вартість впливає не лише на розмір великих інвестицій, але й на подальші експлуатаційні витрати, включаючи ремонтні роботи та технічне обслуговування. Будівельна вартість відображає сукупність усіх виробничих витрат та запланованого прибутку.

Сучасна практика суднобудування використовує три основні методології розрахунку вартості:

- Групове обчислення, що базується на стандартній класифікації складових водотоннажності судна порожнем. Кожна конструктивна група має власні статистичні нормативи вартості.
- Елементний метод, який забезпечує укрупнений розрахунок вартості за основними конструктивними елементами.
- Детальна кошторисна калькуляція, яка враховує всі компоненти витрат: матеріали, комплектуючі, оплату праці, накладні витрати та податкові відрахування.

Перший метод в основному використовується на початкових стадіях проектування і при виконанні різноманітних науково-дослідницьких робіт. Елементний метод використовують при розробці технічного проекту, тоді як детальний розрахунок необхідний для точного кошторису на етапі робочого проектування.

Метод розрахунків вартості побудови судна за групами конструктивного розбиття є одним з основним наближених методів. При розрахунках за цим методом у якості вихідних характеристик ухвалюють масу окремих конструктивних груп судна. Вартість будівництва за кожною із груп розбиття визначається на основі даних про масу конструкції і вартості однієї одиниці маси, встановленої за аналогічним або близьким по типу судном. Внаслідок простоти й можливості швидкого визначення будівельної вартості за великою кількістю варіантів цей спосіб широко застосовується при економічних обґрунтуваннях.

У випадку, коли детальний розрахунок мас за конструктивними групами ускладнень, застосовуються спрощені методики. Вони потребують нормативи вартості на тонну водотоннажності або одиницю потужності силової установки. Серед таких методів найбільш розширені параметри, які встановлюють залежність між вартістю судна та його ключовими характеристиками.

8.2. Розрахунок побудовної вартості судна

8.2.1. Розрахунок побудовної вартості судна (K_c) виконується за залежністю:

$$K_c = (K_{ко} + K_{гд} + K_{мо}) \cdot \mu \cdot \mu_{л},$$

де $K_{ко} = k_{ко} \cdot D_{пор}$ - вартість корпусу з обладнанням, млн. грн;

$K_{гд}$ - вартість головного двигуна;

$K_{мо}$ - вартість механічного обладнання;

μ - коефіцієнт, що враховує інші витрати при побудові судна;

$\mu_{л}$ - поправний коефіцієнт, який залежить від льодової категорії судна.

Вимірник $k_{ко} = f(D_{пор})$

$$k_{ко} = 0.575;$$

$$K_{гд} = k_{гд} \cdot N_{вп}, \text{ грн.}$$

де $N_{вп}$ - потужність головного двигуна, кВт.

$$\text{Вимірник } k_{гд} = 182 \cdot N_{вп}^{-0,25} \text{ грн/кВт (} N_{вп}, \text{ тис. кВт);}$$

$$K_{мо} = K_{мо} \cdot N_{вп} \text{ грн. (} N_{вп}, \text{ кВт).}$$

Вимірник $k_{\text{мо}} = 408 \cdot N_{\text{вп}}^{0,4}$ грн/кВт ($N_{\text{вп}}$, тис. кВт).

Значення $\mu = 1.3 D_{\text{пор}}^{-0.03}$ - для суховантажних суден ($D_{\text{пор}}$, тис. т).

Значення коефіцієнта для судна, що проектується, $\mu_{\text{л}} = 1.0$.

8.2.2. Розрахунок елементів рейсу. Час (тривалість) рейсу T_p складається з ходового T_x і стоянкового $T_{\text{ст}}$ часу:

$$T_p = T_x + T_{\text{ст}}.$$

Ходовий час рейсу без заходу в проміжні порти визначається як:

$$T_x = Z / 24 v_e, \text{ діб}$$

де Z - довжина кругового рейсу, милі;

v_e - експлуатаційна швидкість ходу, вуз.

8.3 Розрахунок експлуатаційних і питомих зведених витрат

Враховуючи, що мінімальні витрати від експлуатації судна є одним з основних економічних критеріїв, розглянемо як вони визначаються.

8.3.1. Визначення експлуатаційних витрат C . Вони складаються з трьох частин: постійних витрат C_1 , які розраховуються одразу за весь навігаційний період, витрат на паливо і мастило на ходу C_2 та витрат на стоянці C_3 , які визначаються за кожний круговий рейс.

Розрахунок постійних річних витрат здійснюється як:

$$C_1 = S_1 + S_2 + S_3,$$

де S_1 - утримання екіпажу (з накладними витратами);

S_2 - амортизаційні відрахування, витрати на ремонт і забезпечення;

S_3 - навігаційні витрати (на питну воду, на дегазацію, дезінфекцію, технічний огляд судна, придбання навігаційних карт, лоцій, інструментів та ін.).

У свою чергу $S_1 = s_1 \cdot n_{\text{ек}} \cdot T_e$, грн. де $s_1 = 300$ грн. - витрати на утримання 1 представника екіпажу;

$n_{\text{ек}}$ - кількість екіпажу; T_e - експлуатаційний період, діб (180 доби).

Амортизаційні відрахування: $S_2 = s_2 \cdot K_{\text{ср.с}},$

де $K_{\text{ср.с}}$ - середньосерійна вартість судна, млн. грн.;

$s_2 = 0.06$ - норматив амортизаційних відрахувань.

Навігаційні витрати: $S_3 = s_3 \cdot T_e$, грн., де s_3 - питомі навігаційні витрати, грн/добу.

$$s_3 = 62,6 + 4,229DW - 0,0482DW^2 + 0,0002267DW^3,$$

де DW - дедвейт судна, тис. т.

Витрати на паливо і мастило на ходу за рейс визначаються за виразом:

$$C_2 = T_x \cdot \omega_p \cdot (P_{п}^{доб})_x, \text{ грн.}$$

де T_x - сумарний ходовий час за рейс, діб;

ω_p - вартість однієї тонни палива і мастила, грн./т;

$(P_{п}^{доб})_x = 24k_{мз} \cdot q_p \cdot Ne \cdot 10^{-6}$ - добові витрати палива і мастила на ходу судна, т/добу;

Ne - потужність головного двигуна, кВт;

q_p - питомі витрати палива і мастила на ходу судна на всі потреби, г/(кВт·год); для двигунів типу МОД $q_p = 190$ г/(кВт·год).

$k_{мз} = 1,1 \dots 1,15$ - коефіцієнт морського запасу.

Визначення витрат на паливо і мастило виконується за формулою:

$$C_3 = \omega_p (P_{п}^{доб})_{ст} T_{ст}, \text{ грн.}$$

де $T_{ст} = T'_{ст} + T''_{ст}$ - час, що складається зі стоянкового часу судна з операціями $T'_{ст}$, тобто часу, коли працюють насоси, і стоянкового часу судна без операцій $T''_{ст}$.

Відповідно до цього розрізняють добову витрату палива і мастила на різні операції $(P_{п}^{доб})_{ст}$.

$$(P_{п}^{доб})_{ст}' = \chi_1 (P_{п}^{доб})_x; \quad (P_{п}^{доб})_{ст}'' = \chi_2 (P_{п}^{доб})_x;$$

Значення χ_1 і χ_2 знаходяться за залежностями:

- для суден на стоянці:

$$\chi_1 = 0,27997 - 0,042987Ne + 0,003474Ne - 0,000126566Ne^3;$$

- для суден без вивантажних операцій:

$$\chi_2 = 0,2654 - 0,04609Ne + 0,0038069Ne^2 - 0,0001377Ne^3,$$

де Ne - потужність головного двигуна, тис. к. с.

Таким чином розрахунковий вираз для C_3 набуває такого вигляду:

$$C_3 = \omega_p [(P_{п}^{доб})_{ст}' T'_{ст} + (P_{п}^{доб})_{ст}'' T''_{ст}] \text{ грн.}$$

Таблиця 8.1 Розрахунок побудовної вартості

Показники	Проектоване судно
Тип судна	Танкер
Дедвейт судна, т	40517
Експлуатаційна швидкість, вуз	16
Довжина судна, м	201,2
Потужність головного двигуна, кВт	10400
Питомі витрати палива, г/(кВт·год.)ЗПГ	142
Питомі витрати палива, г/(кВт·год.)дизель	184
Кількість екіпажу, осіб	20
Автономність плавання за запасами провізії, діб	30
Експлуатаційний період, діб	180
Вартість 1т палива та мастила, грн./т	133000
Коефіцієнт завантаження у прямому напрямку	0,9
Коефіцієнт завантаження у зворотному напрямку	0,9
Питомі зведені витрати, млн у. о.	50
Загальна кількість вантажу, що перевезена за навігацію, т	34400
Вартість судна, млн у. о.	60

Висновок

За результатами порівняльного економічного аналізу проектного судна та судна-прототиповано ключові фактори, що виконують їхню економічну ефективність. Найбільш вагомий вплив на формування зведених та питомих витрат мають:

- Витрати на паливно-мастильні матеріали
- Витрати на оплату праці екіпажу
- Капітальні вкладення в будівництво
- Показники річної провізної спроможності
- Сукупність експлуатаційних витрат

Проведені розрахунки демонструють суттєву економічну перевагу нового проекту з прототипом. Це виражається як у нижчій початковій вартості будівництва, так і в зменшених експлуатаційних витратах протягом життєвого циклу судна.

9 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Вступ

Правовою основою законодавства щодо охорони праці є Конституція України, Закони України: «Про охорону праці», «Про охорону здоров'я», «Про пожежну безпеку», «Про використання ядерної енергії та радіаційний захист», «Про забезпечення санітарного та епідеміологічного благополуччя населення», а також Кодекс законів про працю України (КЗпП).

В ст. 43 Конституції України записано: «Кожен має право на працю, що включає можливість заробляти собі на життя працею, яку він вільно обирає, або на яку вільно погоджується», «Кожен має право на належні, безпечні і здорові умови праці, на заробітну плату, не нижчу від визначеної законом», «Використання праці жінок і неповнолітніх на небезпечних для їхнього здоров'я роботах забороняється».

Кожен, хто працює, має право на відпочинок (ст. 45 Конституції України). Це право забезпечується наданням днів щотижневого відпочинку, а також оплачуваної щорічної відпустки, встановленням скороченого робочого дня щодо окремих професій і виробництв, скороченої тривалості роботи у нічний час.

У тексті ст. 46 Конституції України вказано на те, що громадяни мають право на соціальний захист, що включає право на забезпечення їх у разі повної, часткової або тимчасової втрати працездатності, втрати годувальника, безробіття з незалежних від них обставин, а також у старості та в інших випадках, передбачених законом.

Основоположним законодавчим документом в галузі охорони праці є Закон України «Про охорону праці», дія якого поширюється на всі підприємства, установи і організації незалежно від форм власності та видів їх діяльності, на усіх громадян, які працюють, а також залучені до праці на цих підприємствах.

9.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів при пересуванні корпусу судна з корпусу крупних блоків на стпель

Суднобудування характеризується несприятливими умовами праці, наявністю небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що приводять до виробничих травм, загальної й професійної захворюваності.

Під умовами праці розуміється сукупність факторів виробничого середовища, що роблять вплив на здоров'я й працездатність людини в процесі праці. Елементи, що становлять умови праці, можна розділити на групи (дивись таблицю 9.1), що дозволяє ще більш ефективно поліпшувати умови праці на кожному робочому місці.

При цьому умови праці для працюючих такі, що вони піддаються одночасному впливу різних, небезпечних і шкідливих виробничих факторів - фізичних, хімічних, біологічних і психофізіологічних факторів. Це збільшує небезпеку виробничого травматизму й професійної захворюваності.

Таблиця 9.1 Елементи, що становлять умови праці

Елемент умов праці	Опис	Група
Робочий час	Тривалість робочого дня, зміни, час початку та закінчення робочого дня, перерви.	Організаційні умови
Оплата праці	Розмір зарплати, премії, надбавки, система нарахування та виплат.	Економічні умови
Безпека праці	Засоби захисту, ризики на робочому місці, вимоги до безпеки та охорони праці.	Умови безпеки
Робоче середовище	Температура, освітлення, шум, забруднення повітря, якість робочого місця.	Фізичні умови
Організація праці	Розподіл завдань, розподіл навантаження, ритм роботи, структура робочого процесу.	Організаційні умови
Соціальний клімат	Взаємовідносини з колегами, керівництвом, наявність конфліктів, корпоративна культура.	Соціально-психологічні умови
Кар'єрний розвиток	Можливості для професійного зростання, підвищення кваліфікації, тренінги, курси.	Професійні та кар'єрні умови
Соціальні гарантії	Відпустки, лікарняні, пенсійні відрахування, медичне страхування.	Економічні умови

Можливості відпочинку	Зона відпочинку на робочому місці, тривалість та умови відпустки, вихідні дні.	Організаційні умови
Психологічний комфорт	Психоемоційна підтримка, уникнення стресових ситуацій, наявність комфортної атмосфери.	Соціально-психологічні умови

До основних небезпечних і шкідливих факторів при виконанні робіт по пересуванню корпусу судна з корпусу крупних блоків на стапель відносять:

- метеорологічні умови на відкритій місцевості (температура, швидкість і вологість повітря) постійно змінюються;
- на стапельних ділянках необхідно працювати на значній висоті з використанням риштувань, а також різних вантажопідіймальних засобів;
- повітряне середовище забруднене промисловим пилом, газами від зварювання і газового різання, а також парами фарб, розчинників, клеїв та інших синтетичних матеріалів;
- при роботі з пневматичним та іншим механізованим інструментом виникають значні шуми і вібрація;
- широко застосовується електроенергія, стиснене повітря, горючі і вибухонебезпечні речовини;
- використовуються струми високої частоти, радіоактивні та іонізуючі випромінювання, які пов'язані з особливими умовами охорони праці;
- небезпека враження електричним струмом при електрозварюванні;
- підвищення рівня шуму;
- підвищення рівня вібрації;
- небезпека виникнення пожежі;
- наявність рухливого підйомно - транспортного обладнання.

При підготовці та виконанню робіт по пересуванню корпусу судна з корпусу крупних блоків на стапель необхідно дотримуватися вимоги техніки безпеки й виробничої санітарії наступних документів:

- № 74038-72-70 «Правил техніки безпеки й виробничої санітарії для суднобудівних і судноремонтних робіт»;

- ДСТУ 3594-77 «Побудова та ремонт суден. Вимоги безпеки»;
- РД 5.0663-90 «Технічне забезпечення безпечних умов праці»;
- № 741-12-330-75 «Правила будови та безпечної експлуатації судновозного та судноспускового обладнання»,
- РД 5.0241-91 «Охорона праці при будівництві та ремонті суден»;
- Наказ МНС України № 136 від 23.03.04 «Правила пожежної безпеки при будівництві та ремонті суден».

Освітлення робочих місць повинне відповідати вимогам ДСТ5.0308-80.

9.1.1 Безпека обладнання й експлуатації машин і механізмів. Судновозне обладнання може бути допущено до виконання робіт по пересуванню тільки тих суден, вага яких не перевищує вантажопідйомності використовуваного устаткування. Використання судновозного обладнання в більш важкому режимі, ніж зазначено в паспорті обладнання не допускається.

Судновозне обладнання, яке не пройшло технічного огляду, встановленого Правилами до експлуатації не допускається. Устаткування забраковане, а також яке не має позначень його основних характеристик, не повинно знаходитись в місцях виконання робіт.

Всі роботи по пересуванню корпусу мають виконуватися в світлий час доби, при цьому освітленість робочих місць повинна бути не менше 50 лк. При недостатньому освітленні, снігопаді, зливах або тумані, що затрудняють огляд району виробничих робіт, пересування судна повинно бути припинено.

З урахуванням місцевих умов, за погодженням з технічною інспекцією, у вигляді виключення може бути допущене пересування судна на горизонтальній частині стапеля в будь-який час доби з дотриманням вимог цього пункту по освітленості і метеорологічним умовам.

Перед виконанням операцій по пересуванню судна повинно бути отримано метеозведення.

Операції по пересуванню судна при силі вітру більше 4 балів виконувати не допускається. При збільшенні сили вітру понад 4 балів під ходові колеса устаткування повинні бути встановлені гальмівні башмаки.

Всі особи, що знаходяться в районі виконання робіт по пересуванню судна повинні бути в захисних касках.

При роботі в холодну пору на відкритому повітрі, в залежності від температури повітря і сили вітру, повинні бути перерви в роботі для обігрівання.

Температура та сила вітру, при яких в даному кліматичному районі повинен застосовуватися той чи інший режим роботи, встановлюють виконкомом.

Для забезпечення безпечних умов пересування судна до початку його виконання повинні бути виконані наступні роботи:

- розібрані ліси, трапи та інші тимчасові пристрої, що перешкоджають вільному переміщенню судна. Відстань від незнімних частин судовозного та спуско – підйомного обладнання та допоміжних пристроїв до встановленого на стапелі стаціонарного обладнання повинна бути не менше 0,7 м;

- прибрані всі ведучі на судно електрокабелі, дроти, шланги та трубопроводи;

- очищені від сторонніх предметів, льоду і снігу ділянки колій, по яким буде виконуватися пересування судна.

- по засніженим коліям виконання робіт по пересуванню судна забороняється;

- перевірені і випробувані тягові лебідки і проведено обтягування тягових канатів;

- перевірена наявність мастила на всіх обертових і рухомих елементах обладнання. Нове мастило повинно наноситися тільки на очищену від старого мастила, бруду та пилу поверхню;

- вирівняні навантаження на стапельних візках за показаннями манометрів;

- перевірена робота двостороннього телефонного зв'язку і звукової сигналізації;
- виконано огороження найбільш небезпечних зон та встановлені попереджувальні плакати «Небезпечна зона».

9.1.2 Електробезпека.

При використанні різного електрообладнання під час виконання робіт по пересуванню корпусу судна виникає небезпека враження електричним струмом. Ступінь небезпеки враження електричним струмом виникає в наслідок специфіки роботи - велика насиченість металоконструкціями.

Для дотримування електробезпеки повинна забезпечуватися недоступність до струмоведучих частин та установки захисного заземлення.

Всі особи, які беруть участь в виконанні робіт по пересуванню корпусу судна, повинні бути ознайомлені з правилами техніки безпеки та встановленою системою сигналізації, а також повинні бути проінструктовані особою, відповідальною за безпечне проведення робіт, про порядок виконання операцій, кожен проінструктований повинен розписатися в «Журналі інструктажу з техніки безпеки».

Допустимі параметри електричного струму встановлюються у відповідності з ГОСТ 12.1038-82 «Електробезпека. Граничнодопустимі значення напружень доторкання і струмів». При нормальних режимах роботи електроустановок змінний струм, який впливає на людину не повинен бути більше 0,3 мА, постійний - 1,0 мА, при цьому загальні тривалості дії не більше 10 хвилин за добу. Для персоналу, який обслуговує електроустановки і знаходиться в зоні впливу електроструму припустимий рівень напруження електричного поля частотою 50 Гц - 25 кВ/м. Перебування людини в електричному полі більшого напруження без використання захисних засобів заборонено. Впродовж дня можна знаходитися в електричному полі напруженістю 5 кВ/м, при напруженості 20-25 кВ/м перебування персоналу в електричному полі не повинен бути більш ніж 10 хв. згідно НАОП 1.4.74-2.06-

84 (ОСТ 5.0346-81) «Електропостачання суден, що будуються. Вимоги безпеки».

9.1.3 Пожежна безпека.

Основним нормативним документом, що регламентує вимоги щодо пожежної безпеки є Закон України «Про пожежну безпеку», прийнятий 17 грудня 1993 року. Цей Закон визначає загальні правові, економічні та соціальні основи забезпечення пожежної безпеки на території України, регулює відносини державних органів, юридичних і фізичних осіб у цій галузі незалежно від виду їх діяльності та форм власності.

Всі працівники і службовці виробничих ділянок повинні знати правила і способи використання первісних протипожежних засобів на ділянках та в майстернях, які повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.2.020-76 [22].

Небезпечним фактором пожежі є відкритий вогонь та іскри, токсичні продукти згоряння, підвищена температура середовища, недостатня кількість кисню, вибухівки, витікання небезпечних речовин, руйнування будівельних конструкцій.

Запобігання виникненню в горючому середовищі джерела запалювання досягається: використанням устаткування та пристроїв, при роботі котрих не виникає джерел запалювання; використання електроустаткування, що відповідає за виконанням класу пожежо- та вибухонебезпеки приміщень та зон, груп і категорії вибухонебезпечної суміші; обмеження щодо сумісного зберігання речовин та матеріалів; використання устаткування, що задовільняє вимогам електростатичної іскробезпеки; улаштуванням блискавкозахисту; організацією автоматичного контролю параметрів, що визначають джерела запалювання; заземленням устаткування, видовжених металоконструкцій; використання при роботі з ЛЗР інструментів, що виключають іскроутворення; ліквідацією умов для самоспалахування речовин і матеріалів.

Система протипожежного захисту - це сукупність організаційних заходів, а також технічних засобів, спрямованих на запобігання впливу на

людей небезпечних факторів пожежі та обмеження матеріальних збитків від неї (ДСТУ 2272-93) [23].

Попередження розповсюдження пожеж, в основному визначається пожежною безпекою будівель та споруд і забезпечується: правильним вибором необхідного ступеня вогнестійкості будівельних конструкцій; правильними об'ємно-планувальними рішеннями будівель та споруд; розташуванням приміщень та виробництв з урахуванням вимог пожежної безпеки; встановленням протипожежних перешкод в будівлях, системах вентиляції, паливних та кабельних комунікаціях; обмеженням витікання та розтікання горючих рідин при пожежі; улаштуванням протидимного захисту; проектуванням шляхів евакуації; заходами щодо успішного розгортання тактичних дій по гасінню пожежі.

Пожежна безпека перш за все повинна забезпечуватись чітким виконанням належних вимог та правил.

9.2 Розрахунок освітленості в корпусі крупних блоків

Розрахунок загального рівномірного висвітлення при горизонтальній робочій поверхні ведеться методом коефіцієнта використання світлового потоку.

Вихідні дані:

$A = 40$ м – довжина прольоту;

$B = 240$ м – ширина прольоту;

$h = 20$ м – висота прольоту;

IV розряд робіт.

Для розрахунку системи загального освітлення з рівномірним розташуванням світильників та з горизонтальним розташуванням робочої поверхні використовуємо розрахунок штучного освітлення методом коефіцієнта використання світлового потоку.

Світловий потік лампи визначається за формулою [14]:

$$\Phi_n = \frac{100 \cdot E_n \cdot S \cdot z \cdot k_s}{n \cdot N \cdot \eta},$$

де $E_n = 200$ лк - нормативне значення освітленості;

$S = A \cdot B = 240 \cdot 40 = 9600$ м² – площа приміщення;

$Z = 1,15$ – коефіцієнт нерівномірності освітлення;

$K_s = 1,3$ - коефіцієнт запасу, що враховує зниження освітленості в процесі експлуатації внаслідок забруднення світильників;

$n = 2$ – кількість ламп у світильнику;

$N = 280$ шт. – кількість світильників;

$\eta = 42\%$ - коефіцієнт використання світлового потоку, обумовлений залежно від типу світильника, коефіцієнтів відбиття підлоги й стелі й коефіцієнта пропорційності приміщення.

Коефіцієнт пропорційності приміщення визначається за формулою [14]:

$$\varphi = \frac{240 \cdot 40}{20 \cdot (240 + 40)} = 10,71$$

$$\Phi_n = \frac{100 \cdot 200 \cdot 9600 \cdot 1,15 \cdot 1,3}{2 \cdot 280 \cdot 42} = 12204 \text{ лм.}$$

В цілях економії приймаємо лампу **LUXON HB-120LED**, світлодіодну лампу підвищеного ступеню захисту

–**Світловий потік:** 12,204 лм

–**Потужність:** 110 Вт

–**Колірна температура:** 5000K

–**Застосування:** Підходить для освітлення виробничих та

складських приміщень з високими стелями

9.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях на суднобудівному підприємстві

Основними причинами виникнення НС (надзвичайних ситуацій) техногенного характеру є 1) недоліки та помилки при проектуванні, будівництві, монтажі або виготовленні будівель, споруд, інженерно-технічних

засобів, систем; 2) порушення технологічного процесу виробництва, правил експлуатації, зберігання і транспортування, а також недотримання вимог щодо техніки безпеки та охорони праці; 3) низький рівень підготовки і трудової дисципліни, халатність, некомпетентність виробничого персоналу, що призводять до помилкових дій; 4) зовнішні події: стихійні лиха, аварії на комунально-енергетичних мережах (КЕМ), транспортних магістралях, залізниці, об'єктах господарчої діяльності.

Метою класифікації НС є створення ефективного механізму оцінки події, що сталася або може статися в прогнозований термін, та визначення ступеня реагування на відповідному рівні управління.

Усі ПНО (потенційно небезпечні об'єкти) можна розподілити на три групи: радіаційні, хімічні, вибухо- і пожежонебезпечні об'єкти.

Таблиця 9.2 Групи потенційно небезпечних об'єктів

Група	Опис
Хімічні об'єкти	Сховища і обладнання для роботи з токсичними, легкозаймистими та вибухонебезпечними речовинами.
Фізичні об'єкти	Машини, верстати, пресове обладнання, що можуть завдати травм через механічні впливи.
Електричні об'єкти	Електрощити, високовольтне обладнання, кабельні мережі, що можуть призвести до ураження струмом.
Теплові об'єкти	Котельні, печі, випалювальні машини, де може статися опік або перегрівання обладнання.
Біологічні об'єкти	Матеріали чи обладнання, які можуть бути заражені патогенними мікроорганізмами або токсинами.
Вибухонебезпечні об'єкти	Сховища паливно-мастильних матеріалів, компресорні станції, посудини під тиском.
Радіаційні об'єкти	Обладнання чи матеріали, що містять радіоактивні джерела або генерують іонізуюче випромінювання.

Проблема захисту від небезпечних природних та техногенних процесів, як правило, зводиться до проведення локальних заходів щодо захисту людей,

будівель, підприємства. Однак нині ефективних результатів можна досягти лише за умови проведення комплексної системи попереджувальних та захисних заходів, які спрямовані на охорону усієї сукупності об'єктів, що складають середовище життєдіяльності людини.

Система «людина – життєве середовище» є багаторівневою системою, найнижчий рівень якої – це система з однією особою, а найвищий – глобальний. Управління безпекою життєдіяльності здійснюється на кожному з рівнів системи.

9.4 Дії у разі виникнення пожежі

У разі виявлення ознак пожежі на працівник, який їх помітив, повинен:

- негайно повідомити про це державну пожежну охорону (номер телефону для виклику пожежної охорони 01), вказати при цьому адресу, місце виникнення пожежі, наявність людей, а також своє прізвище;
- повідомити про пожежу керівника;
- вжити заходів щодо евакуації людей та матеріальних цінностей, гасіння пожежі з використанням наявних вогнегасників та інших засобів пожежегасіння.

Керівник, якому повідомлено про виникнення пожежі, повинен:

- перевірити, чи викликано державну пожежну охорону;
- перевірити здійснення оповіщення людей про пожежу;
- вимкнути у разі необхідності струмоприймачі та вентиляцію;
- у разі загрози життю людей негайно організувати їх рятування (евакуацію), вивести за межі небезпечної зони всіх працівників, які не беруть участь у ліквідації пожежі;
- забезпечити дотримання техніки безпеки працівниками, які беруть участь у гасінні пожежі;
- організувати зустріч підрозділів державної пожежної охорони, надати їм допомогу у її локалізації та ліквідації. Після прибуття на пожежу пожежних підрозділів повинен бути забезпечений безперешкодний доступ їх до місця, де виникла пожежа.

Висновки

Виконаний аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів при пересуванні корпусу судна з корпусу крупних блоків на стапель. Наведені правила безпечної експлуатації машин і механізмів, які беруть участь в виконанні робіт по пересуванню корпусу, а також правила електро – та пожежебезпеки. Виконаний розрахунок освітленості в корпусі крупних блоків. Приведений порядок дій, у разі виникнення пожежі на суднобудівному підприємстві.

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі було спроектовано судно для перевезення дизельного палива щільністю $0,85 \text{ т/м}^3$, експлуатаційною швидкістю $16,0$ вузлів і дальністю плавання 15000 миль.

В процесі розрахунків було вибрано головний двигун, що являє собою малообертовий двигун фірми «WinGD (Winterthur Gas & Diesel)» марки X52DF-1.1, потужністю $N_e = 10400 \text{ кВт}$ та частотою обертання валу $n = 105 \text{ хв}^{-1}$. Морехідні якості судна – остійність і непотоплюваність у всіх експлуатаційних випадках задовольняють вимогам РСУ відповідно до класу судна.

Архітектурно-конструктивний тип судна: самохідне, сталеве одногвинтове з п'ятьма трюмами, поперечними водонепроникними перегородками. Судно має подвійний борт, подвійне дно, носову кінцевість з бульбом, транцеву корму; машинне відділення розташоване в кормовій частині, а чотирьохярусна надбудова – в кормі. Палубні перекриття і подвійне дно, борт мають поздовжню систему набору. Корпус судна і його конструкція були виготовлені за рекомендацією Правил РСУ, а також в залежності від рівня відповідальності, умов роботи і з міркувань економічності вибрано суднобудівну сталь відповідної міцності категорії А.

Район плавання судна - необмежений.

Отримано наступні головні характеристики танкеру:

Довжина найбільша	$L_{\max} = 212,7 \text{ м}$
Ширина	$B = 30,78 \text{ м}$
Висота борту	$D = 17,82 \text{ м}$
Осадка	$d_{\text{ввл}} = 10,61 \text{ м}$
Вантажопідйомність	$\Delta = 40517 \text{ т}$
Потужність ГД	10400 кВт
Екіпаж	20 чоловік

Порівняно з близькими прототипами дане судно має більш пристосовану до умов експлуатації конструкцію корпусу. Танкер має помірну для сучасних умов вартість. Даний проект судна відповідає всім вимогам Регістру Судноплавства України. Також в роботі розглянуто використання роторних вітрил у якості допоміжного рушія, та зменшення витрат палива і викидів в атмосферу. У якості головного двигуна використовується двигун з подвійним паливом, для зменшення шкідливих викидів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кротов О. І., Голюков В. І., Еганов О. Ю., Бондаренко О. В. Проектування морських транспортних суден: навчальний посібник. Миколаїв : УДМТУ, 2003. 156 с.
2. Бондаренко О. В., Кротов О. І., Матвеев Л. Г., Прокудин С. О. Особливості проектування морських транспортних суден: навчальний посібник. Миколаїв : НУК, 2004. Ч. 2. 80 с.
3. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Т. 2. Регістр судноплавства України, 2020. 792 с.
4. Петропавлов Ю. В. Разработка теоретического чертежа судна : методические указания. Херсон : ХФ НУК, 2012. 60 с.
5. Петропавлов Ю. В., Узлов А. Н. Удифференровка морских грузовых судов: методические указания. Николаев : УГМТУ, 2003. 40 с.
6. Петропавлов Ю. В., Коршиков Р. Ю. Расчет парусности судна: методические указания. Херсон : ХФ НУК, 2012. 14 с.
7. Картава А. И. Проверочные расчеты основных элементов судна, его мореходных и эксплуатационных качеств при дипломном проектировании : учеб. пособие. Николаев : НКИ, 1982. 48 с.
8. Матвеев В. Г., Кузнецов А. І., Мартинець Б. М., Михайлов Б. М., Узлов О.М., Цибенко М.О., Шарун Г. В. Проектування конструктивного мідель-шпангоута суховантажних суден. Методичні вказівки. Миколаїв : УДМТУ, 2002. 74 с.
9. Шишков М. М. Марочник сталей и сплавов : справочник. Донецк : Юго-Восток, 2002. 456 с.
10. Технология корпусостроительных работ: учебник / А. С. Рашковский и др.; под ред. проф. А.С. Рашковского. Николаев : НУК, 2018. 516 с.
11. Яглицький Ю. К. Підготовка виробництва в суднобудуванні з використанням інформаційних технологій: навчальний посібник. Миколаїв : НУК, 2018. 300 с.

12. Кузнецов А., Платонов Ю., Рябоконь А. Специализированные средства САПР для судостроения (Autodesk ShipModel). *САПР и графика*. 2012. № 6. С. 66-71.
13. Полещук Н., Рябоконь А., Тучков А. ShipConstructor – перспективное решение на платформе AutoCad. *CADmaster*. 2010. № 3. С. 12-16.
14. Бондаренко О. В., Кротов О. І., Сорокін В. І. Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Основи проектування суден». Миколаїв : НУК, 2005. 48 с.
15. International Journal of Interdisciplinary Research and Innovations ISSN 2348-1226 (online) Vol. 6, Issue 4, pp: (561-565), Month: October-December 2018, Available at: www.researchpublish.com
16. Citation: Kim, D.M.; Hong, S.H.; Jeong, S.H.; Kim, S.J. Analysis of Dynamic Characteristics of Rotor Sail Using a 4DOF Rotor Model and Finite Element Model. *J. Mar. Sci. Eng.* 2024,12, 335. <https://doi.org/10.3390/jmse12020335>
Academic Editor: Joško Parunov Received: 19 January 2024 Revised: 7 February 2024 Accepted: 13 February 2024. Published: 16 February 2024
17. Acciaro, M., P.N. Homan and M.S. Eide, (2013) The energy efficiency gap in maritime transport. *Journal of Shipping and Ocean Engineering*, 3, pp.1-10.
18. *Environmental Science and Pollution Research* (2021) 28:32695–32707 <https://doi.org/10.1007/s11356-021-12791-3>

ДОДАТОК А

Розрахунок остійності при 100% завантаженні:

Stability calculation - tanker

Stability 21.11.00.84, build: 84

Model file: C:\Users\Maksym\Desktop\tanker (Medium precision, 44 sections, Trimming off, Skin thickness not applied). Long. datum: AP; Vert. datum: DWL. Analysis tolerance - ideal(worst case): Disp.‰: 0.01000(0.100); Trim‰(LCG-TCG): 0.01000(0.100); Heel‰(LCG-TCG): 0.01000(0.100)

Loadcase - Loadcase 1

Damage Case - Intact

Free to Trim

Specific gravity = 1.025; (Density = 1.025 tonne/m³)

Fluid analysis method: Simulate fluid movement

Item Name	Quantity	Unit Mass tonne	Total Mass tonne	Unit Volume m ³	Total Volume m ³	Long. Arm m	Trans. Arm m	Vert. Arm m
Lightship	1	52882.000	52882.000			106.750	0.000	0.100
Total Loadcase			52882.000	0.000	0.000	106.750	0.000	0.100

Heel to Starboard deg	-30.0	-20.0	-10.0	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0	50.0
GZ m	-1.644	-0.896	-0.393	0.000	0.393	0.896	1.644	2.574	2.839
Area under GZ curve from zero heel m.deg	20.7606	8.2050	1.9325	0.0000	1.9250	8.2346	20.6493	41.9594	69.6233
Displacement t	52883	52882	52881	52882	52882	52882	52882	52882	52882
Draft at FP m	10.573	10.407	10.292	10.253	10.293	10.407	10.571	10.656	10.757
Draft at AP m	9.814	10.279	10.550	10.639	10.550	10.279	9.815	9.021	7.854
WL Length m	205.945	205.858	205.811	205.802	205.811	205.858	205.945	215.398	215.403
Beam max extents on WL m	35.451	32.818	31.383	30.931	31.383	32.818	35.451	33.008	27.701
Wetted Area m ²	8856.917	8784.201	8740.313	8724.964	8740.195	8784.925	8857.265	9149.713	9273.118
Waterpl. Area m ²	6221.144	5806.413	5547.801	5461.730	5547.804	5806.412	6221.181	6068.263	5309.879
Prismatic coeff. (Cp)	0.789	0.790	0.785	0.782	0.785	0.790	0.789	0.755	0.758
Block coeff. (Cb)	0.443	0.528	0.634	0.763	0.634	0.528	0.443	0.429	0.498
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	106.769	106.750	106.742	106.740	106.742	106.750	106.764	106.785	106.805
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	101.563	100.713	100.560	100.582	100.560	100.713	101.562	101.591	101.286
Max deck inclination deg	30.0005	20.0000	10.0003	0.1100	10.0003	20.0000	30.0005	40.0013	50.0021
Trim angle (+ve by stern) deg	-0.2162	-0.0364	0.0734	0.1100	0.0732	-0.0364	-0.2154	-0.4657	-0.8267

Heel to Starboard deg	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0	110.0	120.0	130.0	140.0
GZ m	2.586	2.040	1.323	0.508	-0.333	-1.127	-1.786	-2.187	-2.125
Area under GZ curve from zero heel m.deg	97.0520	120.3664	137.2906	146.4976	147.3617	139.9853	125.2621	105.1132	83.0576
Displacement t	52882	52882	52882	52882	52882	52882	52882	52886	52882
Draft at FP m	10.895	11.099	11.746	n/a	-8.556	-9.346	-9.628	-9.757	-9.790
Draft at AP m	6.151	3.124	-5.481	n/a	-28.902	-20.199	-17.243	-15.757	-14.936
WL Length m	215.409	215.414	215.418	215.423	215.427	215.431	215.433	215.434	215.435
Beam max extents on WL m	24.503	22.582	21.547	21.220	21.547	22.582	24.503	27.701	32.939
Wetted Area m ²	9326.730	9361.766	9306.091	9234.857	9314.598	9315.271	9372.226	9438.625	9590.011
Waterpl. Area m ²	4810.419	4505.329	4298.046	4226.327	4245.460	4377.450	4658.230	5148.338	5847.999
Prismatic coeff. (Cp)	0.759	0.760	0.761	0.760	0.759	0.759	0.758	0.759	0.756
Block coeff. (Cb)	0.563	0.628	0.696	0.719	0.640	0.573	0.512	0.453	0.392
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	106.833	106.849	106.864	106.877	106.888	106.892	106.891	106.886	106.882
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	101.390	101.364	102.868	103.873	104.341	104.171	103.922	103.885	103.359
Max deck inclination deg	60.0023	70.0019	80.0011	90.0000	99.9984	109.9965	119.9941	129.9912	139.9869
Trim angle (+ve by stern) deg	-1.3507	-2.2697	-4.8939	n/a	-5.7741	-3.0878	-2.1675	-1.7079	-1.4650

Heel to Starboard deg	150.0	160.0	170.0	180.0
GZ m	-1.489	-0.805	-0.351	0.000
Area under GZ curve from zero heel m.deg	64.6885	53.3614	47.7424	46.0199
Displacement t	52877	52882	52882	52882
Draft at FP m	-9.824	-9.756	-9.703	-9.688
Draft at AP m	-14.692	-14.916	-15.049	-15.084
WL Length m	208.201	206.042	206.019	205.985
Beam max extents on WL m	35.517	32.841	31.378	30.911
Wetted Area m^2	10016.827	10205.351	10194.629	10034.868
Waterpl. Area m^2	6283.311	6032.829	5810.600	5744.136
Prismatic coeff. (Cp)	0.775	0.779	0.777	0.777
Block coeff. (Cb)	0.402	0.484	0.585	0.694
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	106.884	106.901	106.911	106.914
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	100.193	97.417	96.476	96.112
Max deck inclination deg	149.9782	159.9544	169.8894	178.4638
Trim angle (+ve by stern) deg	-1.3861	-1.4692	-1.5219	-1.5362

Key point	Type	Immersion angle deg	Emergence angle deg
Margin Line (immersion pos = 165.489 m)		35	n/a
Deck Edge (immersion pos = 165.489 m)		35.2	n/a

Розрахунок остійності при 50% завантаженні:

Stability calculation - tanker

Stability 21.11.00.84, build: 84

Model file: C:\Users\Maksym\Desktop\tanker (Medium precision, 44 sections, Trimming off, Skin thickness not applied). Long. datum: AP; Vert. datum: DWL. Analysis tolerance - ideal(worst case): Disp.‰: 0.01000(0.100); Trim‰(LCG-TCG): 0.01000(0.100); Heel‰(LCG-TCG): 0.01000(0.100)

Loadcase - 2

Damage Case - Intact

Free to Trim

Specific gravity = 1.025; (Density = 1.025 tonne/m^3)

Fluid analysis method: Simulate fluid movement

Item Name	Quantity	Unit Mass tonne	Total Mass tonne	Unit Volume m^3	Total Volume m^3	Long. Arm m	Trans. Arm m	Vert. Arm m
Lightship	1	13517.000	13517.000			82.880	0.000	1.870
Total Loadcase			13517.000	0.000	0.000	82.880	0.000	1.870

Heel to Starboard deg	-30.0	-20.0	-10.0	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0	50.0
GZ m	-1.644	-0.896	-0.393	0.000	0.393	0.896	1.644	2.574	2.839
Area under GZ curve from zero heel m.deg	20.7606	8.2050	1.9325	0.0000	1.9250	8.2346	20.6493	41.9594	69.6233
Displacement t	52883	52882	52881	52882	52882	52882	52882	52882	52882
Draft at FP m	10.573	10.407	10.292	10.253	10.293	10.407	10.571	10.656	10.757
Draft at AP m	9.814	10.279	10.550	10.639	10.550	10.279	9.815	9.021	7.854
WL Length m	205.945	205.858	205.811	205.802	205.811	205.858	205.945	215.398	215.403
Beam max extents on WL m	35.451	32.818	31.383	30.931	31.383	32.818	35.451	33.008	27.701
Wetted Area m^2	8856.917	8784.201	8740.313	8724.964	8740.195	8784.925	8857.265	9149.713	9273.118
Waterpl. Area m^2	6221.144	5806.413	5547.801	5461.730	5547.804	5806.412	6221.181	6068.263	5309.879
Prismatic coeff. (Cp)	0.789	0.790	0.785	0.782	0.785	0.790	0.789	0.755	0.758
Block coeff. (Cb)	0.443	0.528	0.634	0.763	0.634	0.528	0.443	0.429	0.498
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	106.769	106.750	106.742	106.740	106.742	106.750	106.764	106.785	106.805
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	101.563	100.713	100.560	100.582	100.560	100.713	101.562	101.591	101.286
Max deck inclination deg	30.0005	20.0000	10.0003	0.1100	10.0003	20.0000	30.0005	40.0013	50.0021

Heel to Starboard deg	-30.0	-20.0	-10.0	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0	50.0
Trim angle (+ve by stern) deg	-0.2162	-0.0364	0.0734	0.1100	0.0732	-0.0364	-0.2154	-0.4657	-0.8267

Heel to Starboard deg	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0	110.0	120.0	130.0	140.0
GZ m	2.626	2.083	1.352	0.523	-0.334	-1.141	-1.810	-2.219	-2.166
Area under GZ curve from zero heel m.deg	97.7095	121.4459	138.7376	148.1623	149.0993	141.6534	126.7427	106.3052	83.9025
Displacement t	51518	51518	51518	51518	51518	51518	51522	51515	51517
Draft at FP m	11.337	11.758	13.166	n/a	-7.041	-8.565	-9.099	-9.369	-9.483
Draft at AP m	4.590	0.717	-10.635	n/a	-34.310	-22.894	-18.995	-17.013	-15.878
WL Length m	215.424	215.432	215.439	215.447	215.454	215.458	215.459	215.458	215.458
Beam max extents on WL m	24.503	22.582	21.547	21.220	21.547	22.582	24.503	27.701	32.937
Wetted Area m^2	9160.407	9167.105	9134.443	9022.649	9169.890	9187.491	9235.107	9310.289	9461.412
Waterpl. Area m^2	4822.117	4494.964	4276.095	4197.090	4221.593	4353.922	4632.245	5105.430	5787.137
Prismatic coeff. (Cp)	0.740	0.742	0.742	0.742	0.741	0.740	0.738	0.736	0.731
Block coeff. (Cb)	0.551	0.615	0.679	0.729	0.617	0.553	0.495	0.438	0.379
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	108.540	108.559	108.580	108.596	108.608	108.611	108.607	108.597	108.587
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	101.151	101.527	103.166	104.285	104.808	104.663	104.436	104.228	103.905
Max deck inclination deg	60.0046	70.0037	80.0021	90.0000	99.9972	109.9938	119.9900	129.9857	139.9798
Trim angle (+ve by stern) deg	-1.9207	-3.1412	-6.7463	n/a	-7.7182	-4.0737	-2.8161	-2.1756	-1.8207

Heel to Starboard deg	150.0	160.0	170.0	180.0
GZ m	-1.564	-0.868	-0.380	0.000
Area under GZ curve from zero heel m.deg	64.9484	52.8927	46.8124	44.9512
Displacement t	51518	51518	51518	51518
Draft at FP m	-9.576	-9.542	-9.500	-9.489
Draft at AP m	-15.428	-15.568	-15.680	-15.708
WL Length m	208.255	208.275	206.087	206.053
Beam max extents on WL m	35.515	32.845	31.374	30.906
Wetted Area m^2	9887.798	10083.769	10112.941	9820.358
Waterpl. Area m^2	6207.507	6055.188	5825.924	5753.374
Prismatic coeff. (Cp)	0.749	0.747	0.753	0.753
Block coeff. (Cb)	0.388	0.463	0.564	0.663
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	108.584	108.600	108.610	108.611
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	100.702	97.077	96.239	95.961
Max deck inclination deg	149.9685	159.9378	169.8525	178.2296
Trim angle (+ve by stern) deg	-1.6662	-1.7152	-1.7593	-1.7704

Key point	Type	Immersion angle deg	Emergence angle deg
Margin Line (immersion pos = 165.489 m)		34.7	n/a
Deck Edge (immersion pos = 165.489 m)		34.9	n/a

Розрахунок остійності при 10% завантаженні:

Stability calculation - tanker

Stability 21.11.00.84, build: 84

Model file: C:\Users\Maksym\Desktop\лї ðàáí-ââĩ ñõîèà\tanker (Medium precision, 44 sections, Trimming off, Skin thickness not applied). Long. datum: AP; Vert. datum: DWL. Analysis tolerance - ideal(worst case): Disp.‰: 0.01000(0.100); Trim‰(LCG-TCG): 0.01000(0.100); Heel‰(LCG-TCG): 0.01000(0.100)

Loadcase - 3

Damage Case - Intact

Free to Trim

Specific gravity = 1.025; (Density = 1.025 tonne/m³)

Fluid analysis method: Simulate fluid movement

Item Name	Quantity	Unit Mass tonne	Total Mass tonne	Unit Volume m ³	Total Volume m ³	Long. Arm m	Trans. Arm m	Vert. Arm m
Lightship	1	13517.000	13517.000			82.880	0.000	1.870
Total Loadcase			13517.000	0.000	0.000	82.880	0.000	1.870

Heel to Starboard deg	-30.0	-20.0	-10.0	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0	50.0
GZ m	-2.839	-3.040	-2.194	0.000	2.195	3.040	2.839	2.257	1.600
Area under GZ curve from zero heel m.deg	68.9191	39.0529	11.6923	0.0000	11.6979	39.0366	68.9868	94.6253	113.8633
Displacement t	13517	13517	13517	13518	13517	13517	13517	13517	13516
Draft at FP m	-4.116	-2.022	-0.685	-0.341	-0.684	-2.023	-4.115	-6.996	-11.150
Draft at AP m	6.481	6.866	6.765	6.670	6.764	6.867	6.481	5.435	3.422
WL Length m	180.893	183.814	187.382	184.862	187.389	183.810	180.894	181.780	190.803
Beam max extents on WL m	25.585	28.431	30.971	30.792	30.971	28.432	25.585	24.765	25.411
Wetted Area m ²	4252.078	4535.069	5065.968	5450.721	5066.301	4534.997	4252.117	4217.037	4232.024
Waterpl. Area m ²	3311.959	3656.122	4318.389	4761.857	4318.567	3656.045	3311.981	3226.404	3315.351
Prismatic coeff. (Cp)	0.589	0.568	0.543	0.551	0.543	0.568	0.589	0.594	0.568
Block coeff. (Cb)	0.316	0.318	0.359	0.366	0.359	0.318	0.316	0.307	0.286
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	82.343	82.417	82.484	82.519	82.490	82.412	82.345	82.299	82.301
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	87.645	91.099	96.948	102.930	96.953	91.095	87.646	84.319	82.558
Max deck inclination deg	30.1029	20.1350	10.2136	1.9958	10.2135	20.1351	30.1029	40.0763	50.0520
Trim angle (+ve by stern) deg	3.0148	2.5294	2.1206	1.9958	2.1200	2.5299	3.0146	3.5356	4.1423

Heel to Starboard deg	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0	110.0	120.0	130.0	140.0
GZ m	1.052	0.482	-0.066	-0.613	-1.220	-1.809	-2.636	-3.665	-4.655
Area under GZ curve from zero heel m.deg	127.0755	134.7643	136.8158	133.4704	124.3039	109.2419	87.2551	55.8260	14.1104
Displacement t	13517	13517	13517	13517	13517	13517	13517	13517	13517
Draft at FP m	-17.826	-31.273	-72.763	n/a	-92.176	-50.477	-36.827	-30.119	-26.097
Draft at AP m	-0.490	-8.621	-31.907	n/a	-57.626	-34.471	-26.556	-22.645	-20.363
WL Length m	189.277	187.622	185.538	215.509	215.490	215.474	215.464	215.455	215.445
Beam max extents on WL m	24.503	22.582	21.547	21.219	21.530	21.984	20.427	19.166	19.055
Wetted Area m ²	4374.105	4528.818	4697.902	4705.474	4864.126	4850.219	4701.886	4677.719	4755.903
Waterpl. Area m ²	3461.782	3504.305	3522.199	3496.087	3456.539	3360.909	3124.737	3035.828	3115.276
Prismatic coeff. (Cp)	0.572	0.583	0.609	0.546	0.571	0.600	0.622	0.645	0.659
Block coeff. (Cb)	0.318	0.394	0.500	0.449	0.330	0.286	0.286	0.299	0.310
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	82.352	82.389	82.425	82.464	82.505	82.544	82.575	82.608	82.647
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	83.085	87.955	92.208	94.597	94.528	93.239	91.451	90.560	90.017
Max deck inclination deg	60.0307	70.0154	80.0063	90.0000	99.9955	109.9923	119.9892	129.9863	139.9837
Trim angle (+ve by stern) deg	4.9246	6.4235	11.4784	n/a	9.7437	4.5486	2.9223	2.1274	1.6325

Heel to Starboard deg	150.0	160.0	170.0	180.0
GZ m	-5.396	-5.568	-4.205	0.000
Area under GZ curve from zero heel m.deg	-36.4469	-91.9666	-142.9648	-165.6317
Displacement t	13517	13517	13517	13517

Heel to Starboard deg	150.0	160.0	170.0	180.0
Draft at FP m	-23.407	-21.520	-20.322	-20.176
Draft at AP m	-18.937	-18.109	-17.907	-17.950
WL Length m	215.434	215.421	213.254	210.579
Beam max extents on WL m	20.134	23.372	31.278	30.829
Wetted Area m ²	4951.034	5423.463	6611.559	7083.941
Waterpl. Area m ²	3391.194	4004.745	5394.046	6051.184
Prismatic coeff. (Cp)	0.672	0.683	0.688	0.697
Block coeff. (Cb)	0.320	0.327	0.342	0.612
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	82.692	82.739	82.781	82.795
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	89.754	89.842	92.733	99.390
Max deck inclination deg	149.9816	159.9800	169.9773	179.3661
Trim angle (+ve by stern) deg	1.2726	0.9712	0.6876	0.6339

Key point	Type	Immersion angle deg	Emergence angle deg
Margin Line (immersion pos = 26.553 m)		54.5	n/a
Deck Edge (immersion pos = 26.553 m)		54.6	n/a