

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
завідувач кафедри
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Розрахунок суднового двигуна типу 12ДКРН 96/250
(Wärtsilä 12RT-flex-96C)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. С. Митрофанов

Здобувач освіти



А. А. Бух

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації
Ступінь Бакалавр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згорання

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Бух Андрій Андрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 12ДКРН 96/250
(Wärtsilä 12RT-flex-96C)

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Митрофанов О. С.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип - 12ДКРН 96/250, потужність дизеля –
68640 кВт; частота обертання колінчастого валу – 102 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1.Опис конструкції малообертового двигуна 12ДКРН 96/250.

2. Розрахунок робочого циклу дизеля та динаміки двигуна 12ДКРН 96/250.

3. Розрахунок та проектування колінчастого валу суднового двигуна типу 12ДКРН 96/250.

4. Забезпечення вимог охорони праці при експлуатації двигуна типу 12ДКРН 96/250.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Поперечний розріз дизеля 12ДКРН 96/250.

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.

3. Колінчастий вал.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Митрофанов О. С., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
2	Митрофанов О. С., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
3	Митрофанов О. С., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
4	Митрофанов О. С., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Виконання розділу № 1		
2.	Виконання розділу № 2		
3.	Виконання розділу № 3		
4.	Виконання розділу № 4		

Здобувач освіти

_____ /А. А. Бух /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ /О. С. Митрофанов/
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі на тему: «**Розрахунок суднового двигуна типу 12ДКРН 96/250 (Wärtsilä 12RT-flex-96C)**» було розглянуто основні питання щодо теплового та динамічного розрахунків та проектування елементів суднового дизельного двигуна.

У роботі подано детальний опис конструкції суднового малообертового двигуна типу 12ДКРН 96/250, проведено розрахунок робочого циклу (номінальний режим), кінематики та динаміки дизельного двигуна.

Виконано аналіз матеріалів, що застосовуються для виготовлення колінчастих валів ДВЗ, а також виконано розрахунок та проектування колінчастого валу суднового двигуна Wärtsilä типу 12ДКРН 96/250 (12RT-flex-96C). Встановлено, що усі напруги знаходяться у допустимих межах.

Розглянуто базові заходи щодо забезпечення охорони праці при експлуатації дизеля.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 59 аркушах тексту розрахунково-пояснювальної записки з використанням 10 джерел та має 3 додатки (графічна частина – три кресленнями формату А1).

Ключові слова: дизельний двигун; номінальний режим роботи; робочий цикл; кінематичний розрахунок; динамічний розрахунок; колінчастий вал.

					КРБ.142.4221.25.03.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

In the qualification work on the topic: «*Calculation of the marine engine type 12DKRN 96/250 (Wärtsilä 12RT-flex-96C)*», the main issues of thermal and dynamic calculation and design of marine diesel engine elements were considered.

The paper provides a detailed description of the design of the 12DKRN 96/250 low-speed marine engine, calculates the operating cycle (nominal mode), kinematics and dynamics of the diesel engine.

An analysis of materials used for the manufacture of crankshafts of diesel engines is carried out, as well as the calculation and design of the crankshaft of the Wärtsilä marine engine type 12DKRN 96/250 (12RT-flex-96C). It is established that all stresses are within the permissible limits.

The basic measures to ensure labour protection during the operation of the diesel engine are considered.

The qualification work is written in Ukrainian on 59 pages of the text of the calculation and explanatory note using 10 sources and has 3 appendices (graphic part - three drawings of A1 format).

Key words: diesel engine; nominal operating mode; duty cycle; kinematic calculation; dynamic calculation; crankshaft.

					КРБ.142.4221.25.03.00.ПЗ	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ МАЛООБЕРТОВОГО ДВИГУНА 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C)	
1.1. Основні параметри та конструктивні особливості МОД типу 12ДКРН 96/250.....	9
1.2. Висновок до розділу.....	19
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ ДВИГУНА 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C)	
2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми су- дногового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT- FLEX-96C)	20
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки. Побудова графіків зміни сил, діючих на КШМ суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C)	30
2.3. Висновок до розділу.....	37
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C)	
3.1. Загальні положення	38
3.2. Аналіз матеріалів, що застосовуються для виготовлення колінчастих валів.....	39
3.3. Розрахунок колінчастого валу суднового двигуна Wärtsilä типу 12ДКРН 96/250 (12RT-flex-96C).....	44
3.4. Висновок до розділу.....	51
Розділ 4. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВИГУНА ТИПУ 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C)	
4.1. Аналіз умов праці.....	52

					<i>КРБ.142.4221.25.03.00.ПЗ</i>	Лист
						6
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2. Розрахунок вентиляції машинного відділення судна	54
4.3. Висновок до розділу.....	57
ВИСНОВКИ.....	58
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	59

Додаток А. Поперечний розріз дизеля 12ДКРН 96/250

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

Додаток В. Колінчастий вал

					<i>КРБ.142.4221.25.03.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Дизельні двигуни внутрішнього згоряння є фактично домінуючими тепловими двигунами, що прийнято використовувати в суднових енергетичних установках. Досить широке використання дизелів у складі суднових енергетичних установках обумовлене по-перше досить високою паливною економічністю таких двигунів, а по-друге – їх екологічністю та надійністю. При цьому суднові дизельні двигуни досі мають значний потенціал та ресурс для подальшого їх вдосконалення, що підтверджується постійною появою нових модифікацій двигунів з покращеними показниками.

Будь які вдосконалення показників ефективності роботи сучасних двигунів внутрішнього згоряння пов'язані з виконанням певних базових розрахунків. Саме тому кваліфікаційна робота пов'язана з аналізом сучасних конструктивних рішень в ДВЗ, виконанням розрахунків робочого циклу, кінематики та динаміки, а також підбором найбільш підходящих матеріалів та проектуванням елементів двигуна.

					<i>КРБ.142.4221.25.03.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1
ОПИС КОНСТРУКЦІЇ МАЛООБЕРТОВОГО ДВИГУНА 12ДКРН 96/250
(WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C)

1.1. Основні параметри та конструктивні особливості МОД типу 12ДКРН 96/250

Судновий дизельний двигун 12RT-flex-96C (маркування за ДСТУ – 12ДКРН 96/250) виробництва фірми Wärtsilä є двотактним, малообертовим, реверсивним, крейцкопфним двигуном з газотурбінним наддувом та проміжним охолодженням надувного повітря (рис. 1.1).

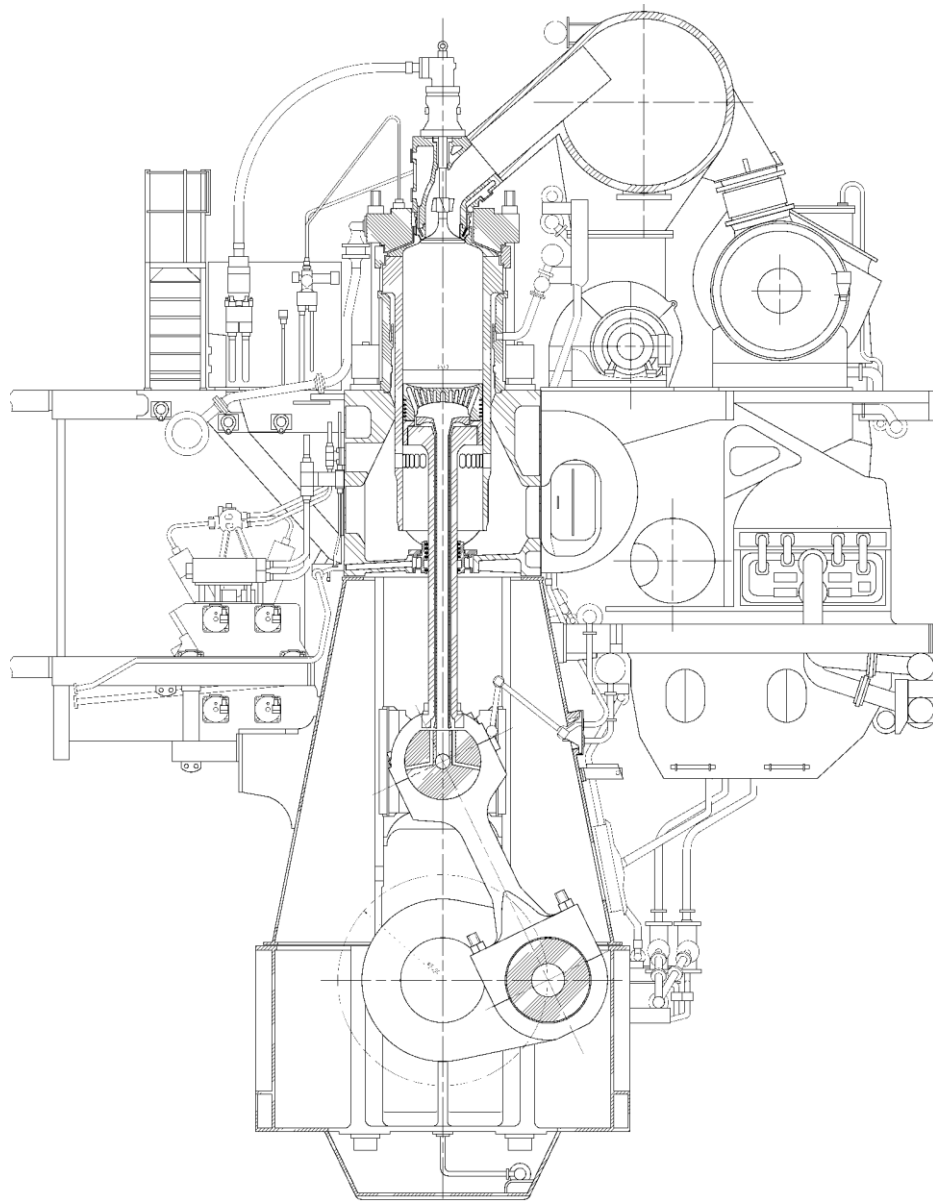


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна Wärtsilä 12RT-flex-96C (12ДКРН 96/250)

					<i>КРБ.142.4221.25.03.01.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

Двигун Wärtsilä 12RT-flex-96C за призначенням є судновим малооборотним двигуном з прямим реверсом, який розроблено для роботи на гребний гвинт. На ньому застосовано прямоточно-клапанну продувку робочого циліндру. Управління двигуном Wärtsilä 12RT-flex-96C повністю автоматизоване. Двигун 12ДКРН 96/250 має можливість роботи на широкому діапазоні різних палив – від морських дизельних палив (MDO) до важких мазутів (HFO), різної якості та вмісту сірки.

Циліндрова потужність дизеля Wärtsilä 12RT-flex-96C становить 5720 кВт/циліндр, ефективна потужність 12 циліндрового виконання становить близько 68640 кВт.

Wärtsilä 12RT-flex-96C спроектовано з урахуванням усіх технічних рішень, прийнятих для серії дизелів Wärtsilä RTA. До таких технічних рішень відносяться: наявність отвори в поршні для його охолодження; поліпшені втулки робочого циліндру та кришки; модефіковані вузли випускних клапанів. Дана серія двигунів (Wärtsilä RTA) обладнана сучасною акумуляторною системою подачі дизельного палива типу – *Common Rail*, в якій застосовується паливний насос високого тиску, що забезпечує тиск в паливному акумуляторі близько 100 МПа.

Як зазначено вище, двигун 12RT-flex-96C повністю автоматизований. Так управління процесом впорскування циклової дози палива, подачею лубрикаторного масла на дзеркало втулки робочого циліндру, а також керування системою газовипуску здійснюється за допомогою спеціальної системи контролю дизелем – WECS, за допомогою встановлених швидкодіючих електромагнітних клапанів.

Двигуни серії Wärtsilä RTA також можуть оснащуватися двома турбокомпресорами та охолоджувачами надувочного повітря. На двигуні 12RT-flex-96C застосовується ізобарна система наддуву з використанням «Waste gate» для регулювання оптимальної роботи турбокомпресора.

Питома ефективна витрата палива для серії двигунів Wärtsilä RTA знаходиться у межах 174...176 г/(кВт·год) при 100 % навантаженні. Витрата лубрикаторного масла на змащення втулок циліндру – 10 кг/циліндр на день. В залежності від потреби двигун може мати номінальну частоту обертання колінчастого вала від 92 до 102 об/хв.

					КРБ.142.4221.25.03.01.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) має зварену станину, блок циліндрів та фундаментну раму з інтегрованими упорними та корінними підшипниками. Остов двигуна має міцну конструкцію хоча елементи виготовленно з тонкостінного металу. Жорсткості конструкції остову також надають анкерні зв'язки. Колінчастий вал двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* має зварну конструкцію.

Втулка робочого циліндру має водяне охолодження та змащується маслом, що подається за допомогою лубрикаторів. У кришці циліндра розміщено випускний клапан та форсунки. Поршень суднового двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* має охолодження.

В загалом, дизельний двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) має наступні параметри та може бути охарактеризований за такими ознаками:

- спосіб здійснення робочого циклу – двотактний;
- тип наддуву – ізобарний;
- спосіб займання палива – займання від стиснення;
- за принципом дії – простої дії;
- конструктивне виконання КШМ – крейцкопфний;
- частота обертання колінчастого вала – $n = 102 \text{ хв}^{-1}$, малообертовий (МОД);
- дійсний ступінь стиснення – $\epsilon = 14,7$;
- циліндрова потужність – $N_{e.ц} = 5720 \text{ кВт}$;
- номінальна потужність двигуна – $N_e = 68640 \text{ кВт}$;
- питома ефективна витрата палива – $g_e = 0,173 \text{ кг/(кВт·год)}$;
- тиск наддуву двигуна – $p_k = 360 \text{ кПа}$;
- спосіб охолодження робочих циліндрів – водяне охолодження;
- охолоджуюча рідина для наддувного повітря – прісна вода;
- спосіб запуску дизеля – стисненим повітрям.

Двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) запускається за допомогою пуску стисненого повітря в циліндр дизеля через пусковий повітряний клапан, який представлено на рисунку 1.2.

					КРБ.142.4221.25.03.01.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

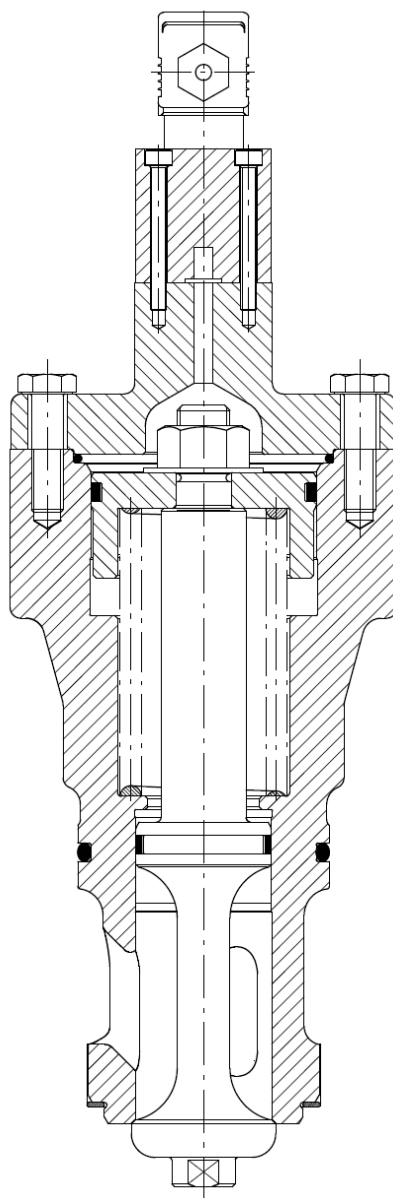


Рисунок 1.2 – Пусковий повітряний клапан двигуна *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) у зборі

На двигуні *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) встановлена сучасна акумуляторна паливна система типу *Common rail* (рис. 1.3). Принцип дії цієї акумуляторної системи полягає в наявності загального акумулятора високого тиску (ємності з паливом під високим тиском) для всіх робочих циліндрів (паливних форсунок). Паливна апаратура дизеля *Wärtsilä 12RT-flex-96C* призначена для роботи на широкому діапазоні видів палива (MDO, HFO).

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) накачує попередньо підготовлене дизельне паливо в акумулятор високого тиску. Далі воно по паливопроводу висо-

					КРБ.142.4221.25.03.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

кого тиску поступає до паливних форсунок через електромагнітний клапан, який чітко керує фазами впорскування циклової дози палива.

Після надходження сигналу відбувається підриг голки паливної форсунки й розпил палива в циліндрі дизеля. Паливний насос високого тиску дизеля *Wärtsilä 12RT-flex-96C* забезпечує тиск в акумуляторі палива на рівні близько 100 МПа.

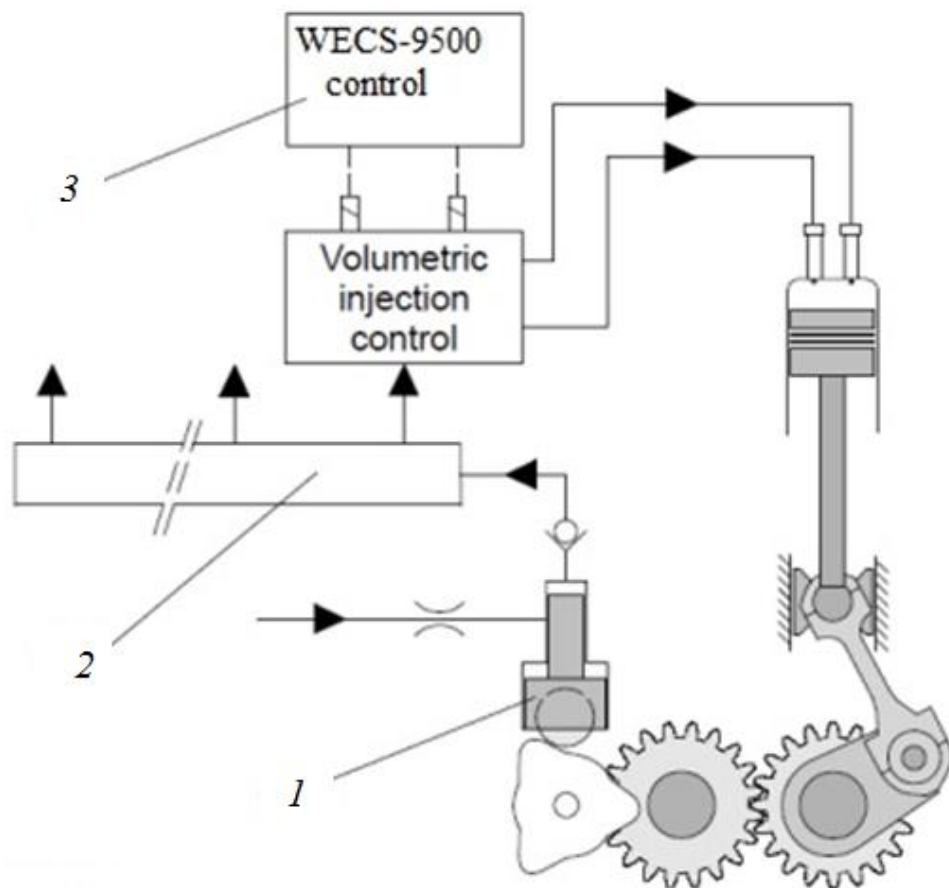


Рисунок 1.3 – Принципова схема акумуляторної паливної системи типу *Common rail* двигуна *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250)

Принципова схема паливної системи дизеля *Wärtsilä 12RT-flex-96C*, яка представлена на рисунку 1.3 містить: 1 – паливний насос високого тиску (ПНВТ); 2 – акумулятор системи *Common Rail*; 3 – електронна система управління впорскуванням і газовипуском.

На кожний циліндр двигуна *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) припадає по дві паливні форсунки (рис. 1.4).

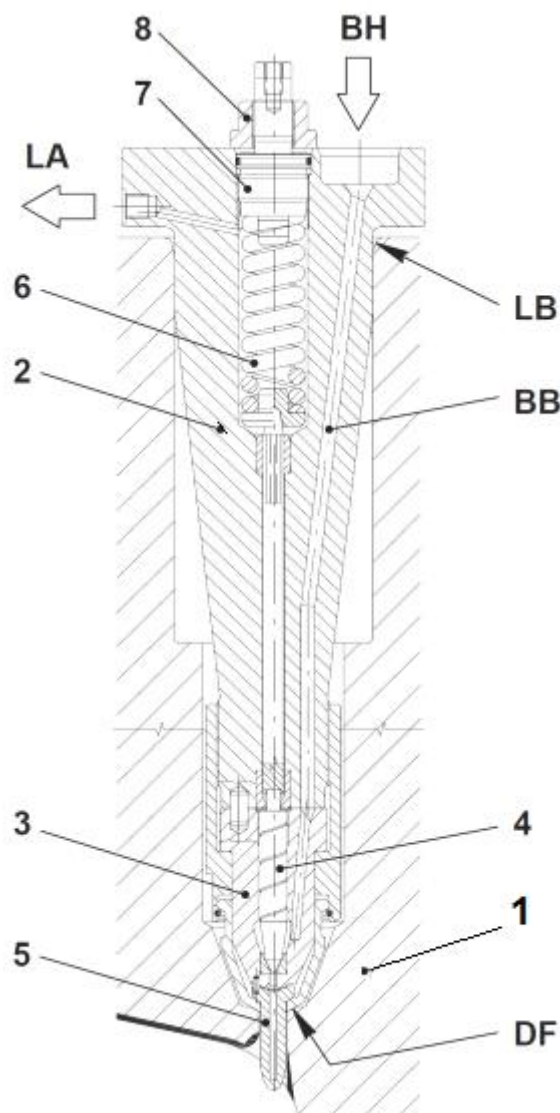


Рисунок 1.4 – Паливна форсунка двигуна *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250):
 1 – кришка робочого циліндра; 2 – корпус форсунки; 3 – корпус голки форсунки з сідлом; 4 – голка розпилювача; 5 – розпилювач з сопловими отворами; 6 – зворотна пружина форсунки; 7 – натягувач пружини форсунки; 8 – штуцер подачі керуючого масла

Система повітропостачання і газовипуску двигуна *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) призначені для подачі повітря, потрібного для згоряння палива і продувки робочого циліндра, і відводу відпрацьованих газів (ВГ) із циліндра після закінчення процесу згоряння паливоповітряної суміші та розширення робочого тіла. Судновий двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) оснащений класичною ізобарною системою наддуву. Двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН

96/250) має один великий випускний колектор, який при з'єднанні з кожним робочим циліндром має компенсатор представлений на рис. 1.5.

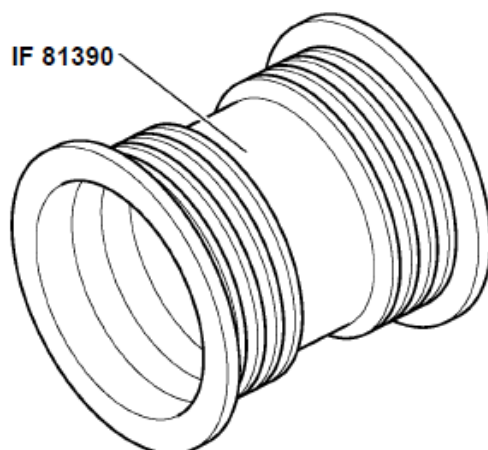


Рисунок 1.5 – Компенсатор системи газовипуску двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) встановлений після випускного клапана

Двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) оснащується турбокомпресорами типу ТК, таких відомих фірм як АВВ TPL91-B або МНІ МЕТ90МВ. На дизелі, що обрано за прототип використовується турбокомпресори АВВ TPL91-B (рис. 1.6). Система наддуву оснащується сучасним охолоджувачем надувного повітря, який має досить високі показники ефективності.

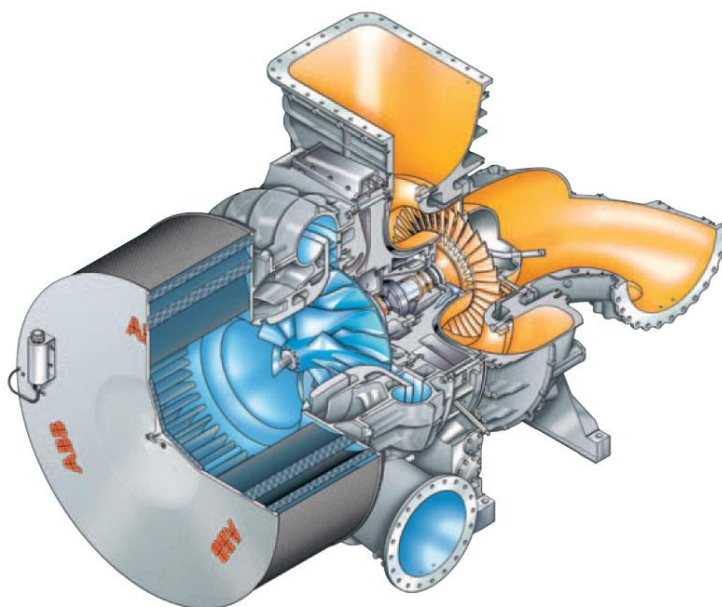


Рисунок 1.6 – Турбокомпресор двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) моделі АВВ TPL91-B

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.03.01.ПЗ

Аркуш

15

Також система наддуву двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) оснащується газоперепускним клапаном перед турбіною типу «waste gate». Цей клапан дає змогу дизелю стабільно працювати з навантаженнями 30...75 % з великим турбокомпресором, що розраховано на номінальну потужність.

Цей газоперепускний клапан типу «waste gate» закритий під час експлуатації дизеля на режимах із навантаженням менше ніж 75 % й повністю відкритий під час роботи двигуна з навантаженням 85 % та вище. Схему встановлення такого клапану типу «waste gate» представлено на рис. 1.7.

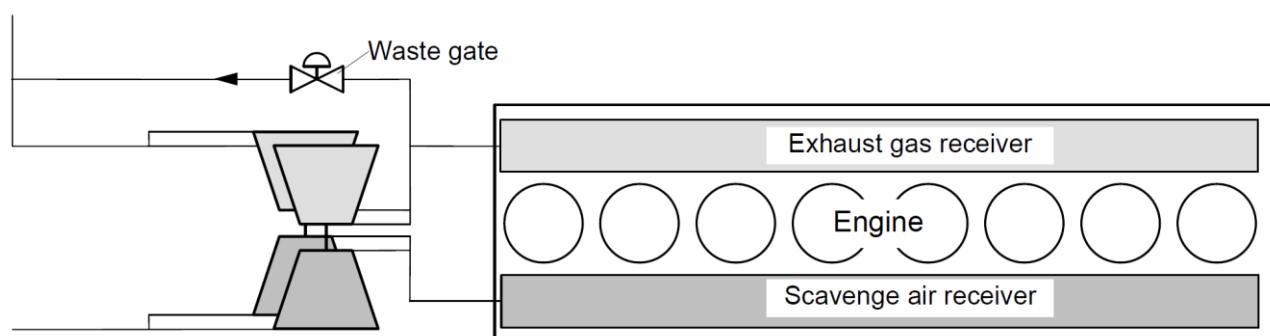


Рисунок 1.7 – Схема встановлення клапана «waste gate».

Для роботи двигуна *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) на малих навантаженнях та забезпечення виведення його на режим, передбачено використання електромагнітів (повітродувків з електричним приводом), які працюють за відсутності потрібного тиску наддуву. Вони забезпечують здійснення процесу наповнення і продування робочого циліндру двигуна.

На дизелі 12ДКРН 96/250 встановлено два таких електромагніта, напруга живлення яких складає 400/440 В з частотою – 50/60 Гц.

Двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) має циркуляційну систему змащення з так званим «сухим» картером. Ця змащувальна система використовується переважно на малообертових й середньообертових суднових дизелях.

На рис. 1.8 представлено схему такої системи, в якій: 1 – злив масла з допоміжних механізмів (ПНВТ); 2 – злив масла, що витіканє з приводу випускного клапану; 3 – злив масла з турбокомпресора; 4 – подача змащувального масла; 5 – подача лубрикаторного масла до втулки робочого циліндра; 6 – додаткове відве-

дення масла; 7 – злив масла від корінних підшипників; 8 – злив масла з сервосистем.

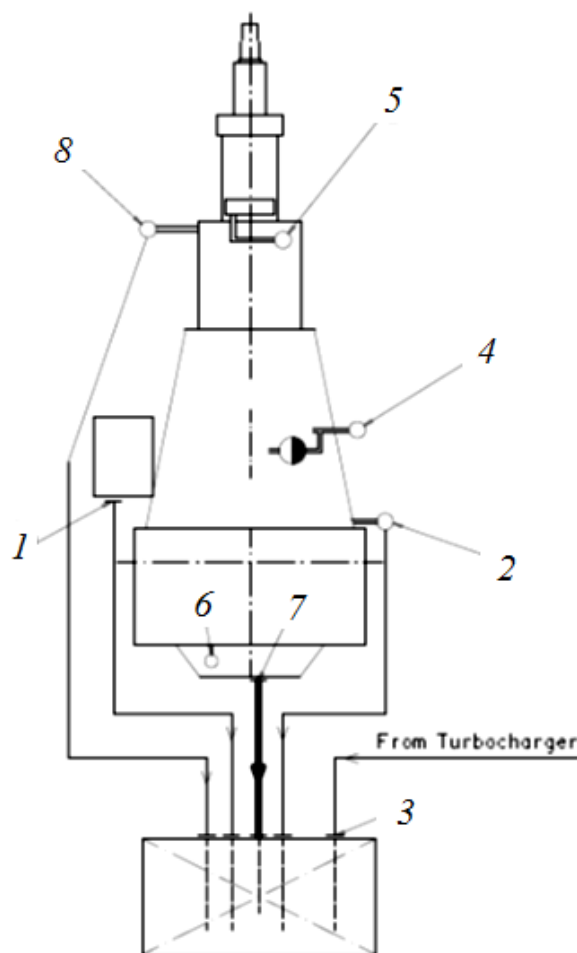


Рисунок 1.8 – Принципова схема масляної системи двигуна *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250)

Середня температура масла на вході в двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) становить близько 40°C, на виході максимальна температура не повинна перевищувати значення у 80°C.

На двигуні *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) встановлюються два типи системи охолодження з інтегрованим високотемпературним контуром (рис. 1.9) та система охолодження з сепарованим високотемпературним контуром (рис. 1.10).

При цьому в обох системах охолодження спостерігається однакова температура на вході та виході з дизеля, а саме: на вході 70°C, на виході 85°C.

Cooling with integrated HT circuit

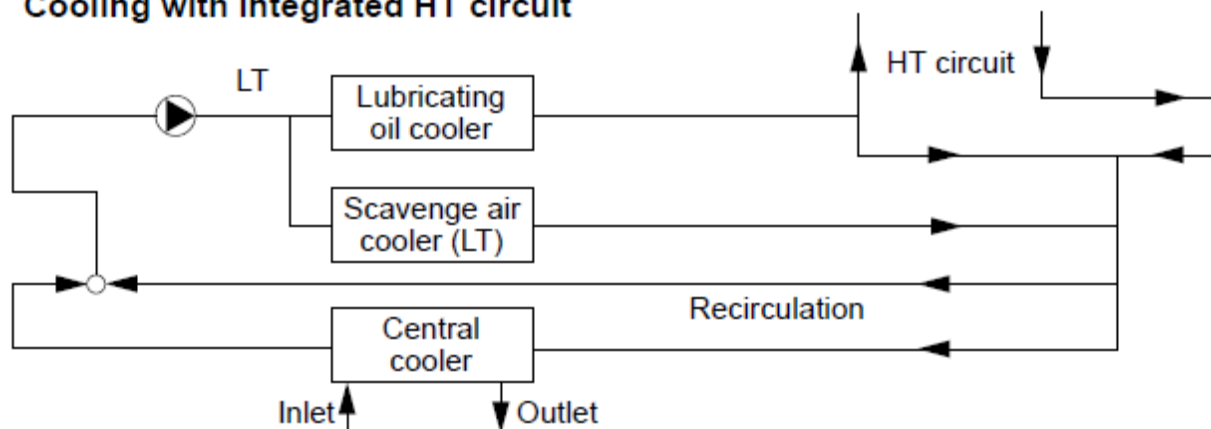


Рисунок 1.9 – Центральна система охолодження двигуна *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) з інтегрованим високотемпературним контуром

Cooling with separate HT circuit

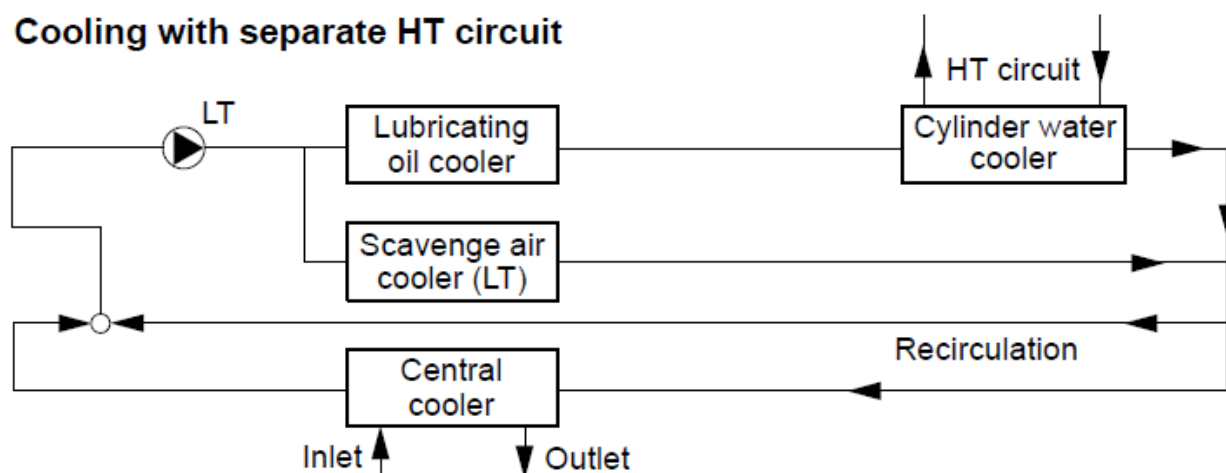


Рисунок 1.10 – Центральна система охолодження двигуна *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) із високотемпературним контуром, що сепарується

Двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) встановлюється на судні як головний двигун, що працює на гвинт постійного кроку. Основним режимом роботи дизеля такого типу є номінальний. Гвинтовою характеристикою роботи дизеля називається залежність потужності та інших параметрів від частоти обертання колінчастого валу під час його роботи у парі з гребним гвинтом.

Під час роботи дизеля за гвинтовою характеристикою його потужність має цілком і повністю поглинатися гребним гвинтом судна, для якого залежність потужності від частоти обертання визначається наступною залежністю:

$$N = c^2 \cdot n^m,$$

де c^2 – коефіцієнт пропорційності; m – показник ступеня (для водотоннажних суден він складає $m = 3$).

Режими роботи дизеля *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250), показані на рис. 1.11 відповідають наступному: R_1 – 100% N_e , 100% n ; R_2 – 100% N_e , 100% n ; R_3 – 90% N_e , 90% n ; R_4 – 70% N_e , 90% n .

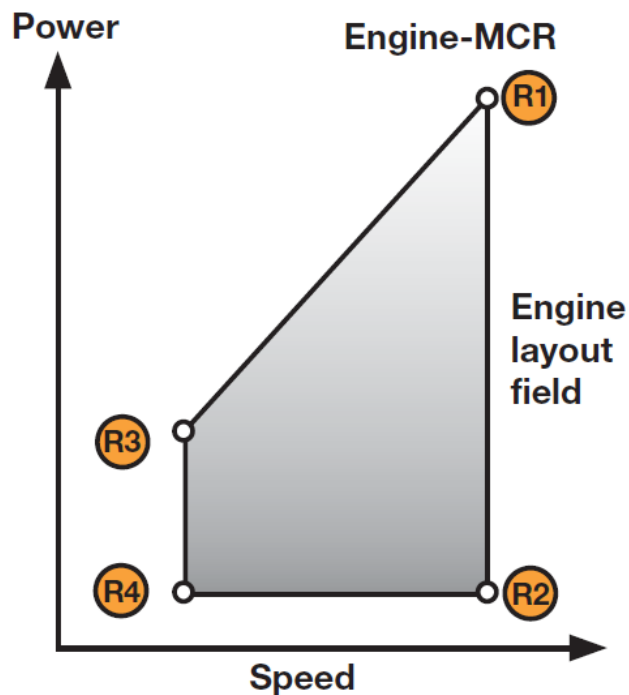


Рисунок 1.11 – Гвинтова характеристика роботи дизеля *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250)

Відмінною особливістю гвинтових характеристик суднових двигунів є різке зменшення потужності дизеля при зниженні частоти обертання.

1.2. Висновок до розділу

Судновий дизельний двигун *Wärtsilä 12RT-flex-96C* (12ДКРН 96/250) відповідає усім можливим вимогам щодо експлуатації на судні при передачі потужності напряду на гребний гвинт. Поперечний розріз двигуна 12ДКРН 96/250 у кваліфікаційній роботі представлено кресленням формату А1.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ ДВИГУНА

12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C)

2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C)

Дійсні процеси у робочому циліндрі мають певні відмінності від теоретичних (розрахункових з певними припущеннями) та значні від ідеалізованих. Точність отриманих при моделюванні результатів (наближення до дійсних) напряду пов'язана зі складністю самої математичної моделі. Для виконання інженерних розрахунків при проектуванні двигунів або визначенні показників роботи, з певною точністю отриманих результатів, застосовується надійна класична методика теплового розрахунку ДВЗ, розроблена професором В. І. Гріневецьким ще на початку ХХ століття, яка у подальшому була дороблена та поліпшена професором Є. К. Мазінгом.

Методика теплового розрахунку базується на класичних та загальновизнаних базових положеннях термодинаміки і термохімії, охоплюючи при цьому сутність фундаментальних теплових явищ, що відбуваються у ДВЗ при реалізації робочого циклу. Використання запропонованої методики надає можливість:

- виконати кількісну оцінку процесів у робочому циліндрі;
- отримати уявлення про вплив параметрів циклу на показники ефективності двигуна;
- визначити ефективні показники та параметри робочого тіла у характерних точках циклу.

Розрахунок робочого циклу за методикою Гріневецького – Мазінга реалізована у програмному середовищі *Matcad* та є доступною для вільного користування для здобувачів освіти кафедри ДВЗ, У та ТЕ.

Розрахунок циклу та побудова індикаторної діаграми суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C) виконується для його

					КРБ.142.4221.25.03.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

номінального режиму роботи. Перед початком моделювання необхідно обґрунтувати та здійснити вибір вихідних даних.

Частково вихідні данні було представлено у розділі 1 даної кваліфікаційної роботи, які доповнимо і іншими даними:

- частота обертання (паспортні дані) – $n = 102 \text{ хв}^{-1}$;
- ступінь стиснення (паспортні дані) – $\varepsilon = 14,7$;
- циліндрова потужність (паспортні дані) – $N_{e.ц} = 5720 \text{ кВт}$;
- номінальна потужність (паспортні дані) – $N_e = 68640 \text{ кВт}$;
- питома ефективна витрата палива (паспортні дані) – $g_e = 0,173 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$;
- тиск наддуву – $p_k = 370 \text{ кПа}$;
- кількість робочих циліндрів (згідно з заданим типорозміром та маркуванням двигуна) – $i=12$;
- діаметр циліндра (згідно з заданим типорозміром та маркуванням двигуна) – $D=960 \text{ мм}$;
- хід поршня (згідно з заданим типорозміром та маркуванням двигуна) – $S=2500 \text{ мм}$;
- тиск повітря навколишнього середовища (стандартне значення) – $P_0=100 \text{ кПа}$;
- температура повітря навколишнього середовища (стандартне значення) – $T_0=293 \text{ К}$.
- коефіцієнти використання теплоти у точках z та b (рекомендації на базі практичного опиту для МОД) – $\xi_b = 0,97$; $\xi_z = 0,94$;
- коефіцієнт залишкових газів (рекомендації на базі практичного опиту для МОД) – $\gamma_r = 0,05$;
- підігрів свіжого повітря від стінок робочого циліндру (рекомендації на базі практичного опиту для МОД) – $\Delta T_a=10 \text{ К}$.
- температура залишкових газів (рекомендації на базі практичного опиту для МОД) – $T_r = 750 \text{ К}$.

					КРБ.142.4221.25.03.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

– коефіцієнт продування (рекомендації на базі практичного опиту для МОД)
– $\phi_a = 1,26$.

– ступінь підвищення тиску (рекомендації на базі практичного опиту для МОД) – $\lambda = 1,18$;

– нижча теплота згоряння та склад палива (обираються відповідно до прийнятого для використання марки палива) – $Q_H = 42700$ кДж/кг; склад: $C=0,87$; $H=0,126$; $O=0,004$.

Розрахунку робочого циклу суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C) в програмному середовищі Mathcad представлено у вигляді таблиці 2.1 та 2.2.

Таблиця 2.1 – Систематизовані вихідні дані для початку моделювання

№ з.п.	Вихідні параметри	Значення
1	Ефективна потужність	$N'_e = 68640$, кВт
2	Частота обертання	$n = 102$, хв ⁻¹
3	Тиск навколишнього середовища	$P_0 = 0,1013$, МПа
4	Температура навколишнього середовища	$T_0 = 293$, К
5	Тиск наддуву	$P_k = 0,36$, МПа
6	Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1,26$
7	Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0,03$
8	Коефіцієнт використання тепла в точці Z	$\xi_z = 0,94$
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	$\xi_b = 0,97$
10	Ступінь стиску	$\varepsilon = 14,7$
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1,18$
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	$\Delta T_a = 10$
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	$\phi_n = 0,08$
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0,99$
15	Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0,94$
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k,ad} = 0,845$
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	$\Delta P_{ox} = 0,002$, МПа
18	ККД повітроохолоджувача	$\eta_o = 0,89$
19	Температура залишкових газів,	$T_r = 750$, К
20	Масовий склад палива (кг/кг):	$C = 0,87$; $H = 0,126$; $O = 0,004$; $S = 0$
21	Нижча теплота згоряння палива	$Q_H = 42700$, кДж/кг
22	Кількість циліндрів	$i = 12$
23	Діаметр циліндра	$D_c = 0,96$, м
24	Хід поршня	$S = 2,5$, м
25	Коефіцієнт тактності	$z = 1$
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	$\alpha = 2,7$
27	Показник адіабати повітря	$k_B = 1,4$
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t,ad} = 0,83$

29	Механічний ККД тур біни	$\eta_{t.m} = 0,9$
30	Температура охолоджуючої рідини на вході	$T_w = 300, \text{ K}$
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	$\xi_a = 0,98$
32	Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором	$\psi_t = 0,896$

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку робочого циклу суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C)

№ з.п.	Процес	Значення
Розрахунок процесу наповнення		
1	Температура повітря за компресором, $T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	444,575, K
2	Температура повітря в ресивері $T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	315,903, K
3	Температура повітря в кінці наповнення, $T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	338,256, K
4	Тиск повітря в ресивері двигуна, $P_s = P_k - \Delta P_{ох.}$	0,358, МПа
5	Тиск в кінці наповнення, $P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,351, МПа
6	Коефіцієнт наповнення $\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$	0,877
Розрахунок процесу стиснення		
7	Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності повітря, кДж/(кмоль·К)	$c_v' \leftarrow 19,26 + 0,0025 \cdot T$
8	Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності газів, що відходять, кДж/(кмоль·К)	$c_v'' \leftarrow 20,47 + 0,0036 \cdot T$
9	Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності суміші газів в циліндрі в кінці процесу стиснення $c_{vc}'' = \frac{\gamma_r \cdot c_v'' + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c_v'}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$	$b_c = 0,002512$ $a_{vc} = 19,273$
10	Показник політропи стиснення $n_1 - 1 = \frac{8,13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})}$	1,363
11	Тиск в кінці стиснення, $P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	13,693, МПа
12	Температура в кінці стиснення, $T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$	898,098 K
Розрахунок процесу згоряння		
13	Дійсна кількість повітря для згоряння $L_{zw} = \frac{\alpha}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,336, кмоль/кг
14	Теоретичний хімічний коефіцієнт молекулярної зміни $\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,0237
15	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни $\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,023

16	Частка палива, що вигоріла до точки z, $x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,969
17	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z, $\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,022
18	Питома ізохорна середня теплоємність в точці z, кДж/(кмоль·К) $c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$ $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right), \quad m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0}, \quad L_0 = 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	$\Delta M = 0,0316$ $m = 1,064$ $b_z = 0,00291$ $a_{vz} = 19,71158$
19	Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності робочого тіла в точці b кДж/(кмоль·К) $c''_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$	$b_b = 0,002923$ $a_{vb} = 19,72526$
20	Визначення температури в точці z $\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1700,924, К
21	Максимальний тиск в циліндрі $P_z = \lambda \cdot P_c$	16,158, МПа
Розрахунок процесу розширення		
22	Ступінь попереднього розширення $\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,641
23	Ступінь подальшого розширення $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	8,959
24	Визначення показника політропи розширення та температури робочого тіла в точці b $n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$ $T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}$	$n_2 = 1,293$ $T_b = 894,635, \text{ К}$
25	Тиск в кінці процесу розширення, $P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	0,949, МПа
Визначення індикаторних показників циклу		
26	Теоретичний середній індикаторний тиск, $P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$	2,171, МПа
27	Дійсний середній індикаторний тиск, $P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	1,858, МПа
28	Питома індикаторна витрата палива, $b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,163, кг/(кВт·год)
29	Індикаторний ККД, $\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,518
Визначення ефективних показників		
30	Середній ефективний тиск, $P_e = P_i \cdot \eta_m$	1,859, МПа

31	Ефективний ККД, $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,487
32	Питома ефективна витрата палива, $b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,173, кг/(кВт·год)
33	Ефективна потужність двигуна, $N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	68673,961, кВт
34	Похибка визначення ефективної потужності, $\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,049 %
Розрахунок балансу потужності турбіни і компресора		
35	Визначення витрати повітря двигуном, $G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	161,103, кг/год
36	Витрата газів через турбіну, $G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	164,408, кг/год
37	Тиск газів перед турбіною, $P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,323, МПа
38	Температура газів, $T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	700,618, К
39	Кількість робочого тіла $M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,368, кмоль/кг
40	Газова стала для газів, що відходять, $R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,546, Дж/кг·К
41	Показник адіабати для газів, що відходять $k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,382
42	Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі $P_k = 1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{kad}}}$	3,553
43	Розрахунковий тиск наддуву, $P_{kd} = P_k \cdot P_0$	0,3599, МПа
44	Похибка визначення тиску наддуву, $\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	- 0,027 %

За отриманими даними таблиці 2.2 аналітичним шляхом будуюмо теоретичну індикаторну діаграму у системі координат $p - V/V_c$ суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C). За вихідними даними (таблиця 2.3) отримаємо таблицю результатів розрахунку (таблиця 2.4). Орди-

нати точок політропи стиснення – $p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$, розширення – $p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}$.

Таблиця 2.3 – Вихідні дані для побудови діаграми у системі координат $p - V/V_c$

P_r , МПа	P_a , МПа	P_s , МПа	P_k , МПа	P_b , МПа	P_c , МПа	P_z , МПа	n_1	n_2	ρ	δ
0,323	0,351	0,358	0,36	0,949	13,693	16,158	1,363	1,293	1,641	8,959

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку координат точок згорнутої індикаторної діаграми суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C) у системі координат $p - V/V_c$

№ з.п.	Параметри діаграми		
	(V/V_c)	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1	1	13,693	16,158
2	1,641	6,971169	16,158
3	2,328316	4,327335	10,27869
4	3,015632	3,041627	7,356765
5	3,702947	2,299155	5,641454
6	4,390263	1,822989	4,52671
7	5,077579	1,495163	3,75067
8	5,764895	1,257593	3,182876
9	6,452211	1,078614	2,751502
10	7,139526	0,939609	2,413951
11	7,826842	0,828972	2,143461
12	8,514158	0,739121	1,922427
13	9,201474	0,664907	1,738823
14	9,888789	0,602724	1,584174
15	10,57611	0,549975	1,452345
16	11,26342	0,504745	1,338793
17	11,95074	0,465596	1,240086
18	12,63805	0,431428	1,153588
19	13,32537	0,401385	1,077241
20	14,01268	0,374792	1,009418
21	14,7	0,351112	0,948815

Теоретична згорнута індикаторна діаграма суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C), побудована за табл. 2.4, представлена на рис. 2.1.

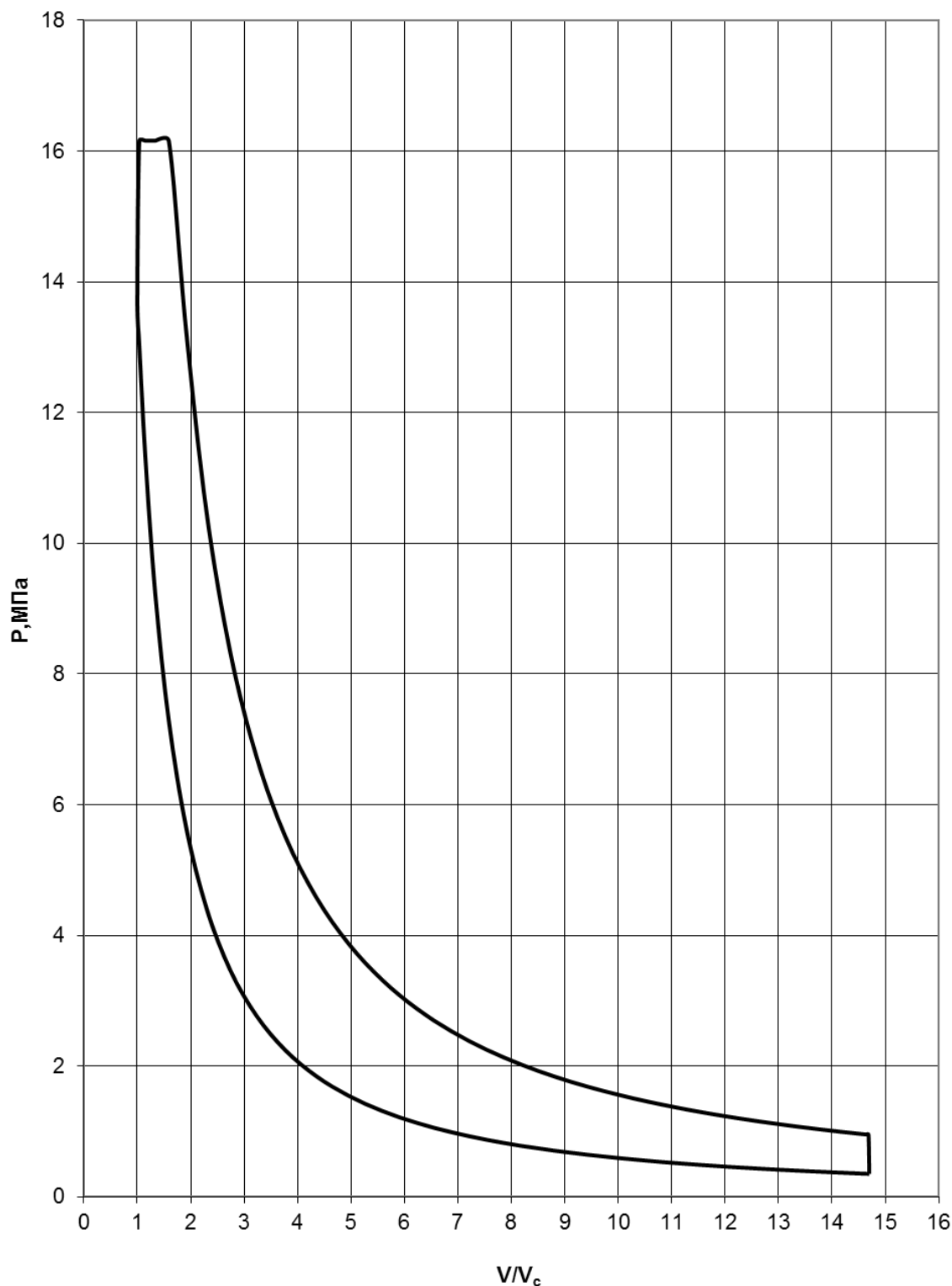


Рисунок 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C) у системі координат $p - V/V_c$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.03.02.ПЗ

Аркуш

27

За отриманими даними таблиці 2.2 аналітичним шляхом будуємо теоретичну індикаторну діаграму у системі координат $T - V/V_c$ суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C). За вихідними даними (таблиця 2.5) отримаємо таблицю результатів розрахунку (таблиця 2.6). Ординати точок політропи стиснення – $T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}}$, розширення – $T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$. Ступінь

подальшого розширення обчислюємо, як – $\delta = \frac{V}{V_c} \cdot \frac{1}{\rho}$, а температура в точці у ви-
значається за формулою – $T_y = T_c \cdot \lambda$.

Таблиця 2.5 – Вихідні дані для побудови діаграми у системі координат $T - V/V_c$

T_r , К	T_a , К	T_s , К	T_k , К	T_b , К	T_c , К	T_z , К	λ
700,618	338,256	315,903	444,575	894,635	898,098	1700,924	1,18

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку координат точок індикаторної діаграми дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C) у системі координат $T - V/V_c$

№ з.п.	Параметри діаграми		
	(V/V_c)	$T_{сж}$, К	$T_{расш}$, К
1	1	898,098	1059,756
2	1,641	750,3075	1700,924
3	2,328316	660,8266	1535,212
4	3,015632	601,6022	1423,161
5	3,702947	558,3943	1340,069
6	4,390263	524,9279	1274,859
7	5,077579	497,9324	1221,671
8	5,764895	475,5065	1177,063
9	6,452211	456,4566	1138,852
10	7,139526	439,9889	1105,571
11	7,826842	425,5512	1076,195
12	8,514158	412,7454	1049,978
13	9,201474	401,2763	1026,364
14	9,888789	390,919	1004,928
15	10,57611	381,4991	985,3358
16	11,26342	372,8786	967,3248
17	11,95074	364,9467	950,6816
18	12,63805	357,6134	935,2322
19	13,32537	350,8045	920,8327
20	14,01268	344,4582	907,3628
21	14,7	338,5225	894,7212

Теоретична індикаторна діаграма суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C), побудована за табл. 2.6, представлена на рис. 2.2.

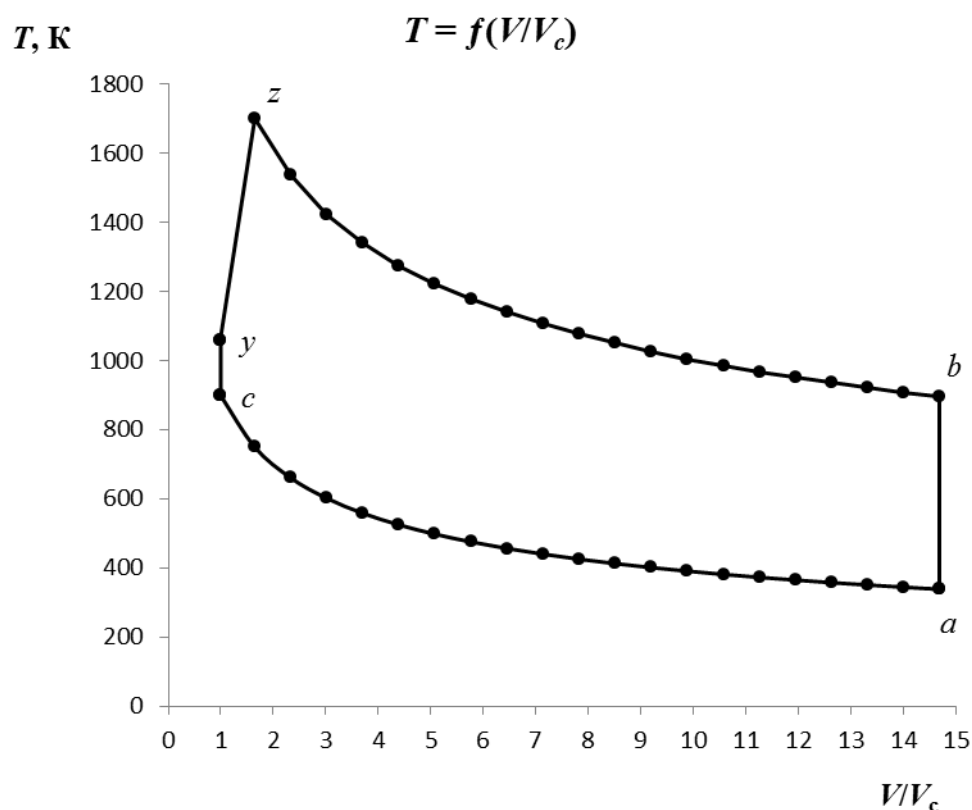


Рисунок 2.2 – Теоретична індикаторна діаграма суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C) у системі координат $T - V/V_c$

За отриманими даними таблиці 2.2 аналітичним шляхом будуємо теоретичну індикаторну діаграму у системі координат $T - S$ суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C). Для визначення величини ентропії застосуємо рівняння:

$$S = \left[c_p \cdot \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \right]$$

де R – газова стала; c_p – ізобарна теплоємність суміші газів; T_0 , p_0 – температура та тиск навколишнього середовища відповідно.

Тоді для процесу стиснення маємо – $S = \left[c_{p_i} \cdot \ln \left(\frac{T_{сж}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{сж}}{p_0} \right) \right]$, а
розширення – $S = \left[c_{p_i} \cdot \ln \left(\frac{T_{раси}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{раси}}{p_0} \right) \right]$.

Теоретична індикаторна діаграма суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C), у системі координат $T - S$, представлена на рис. 2.3.

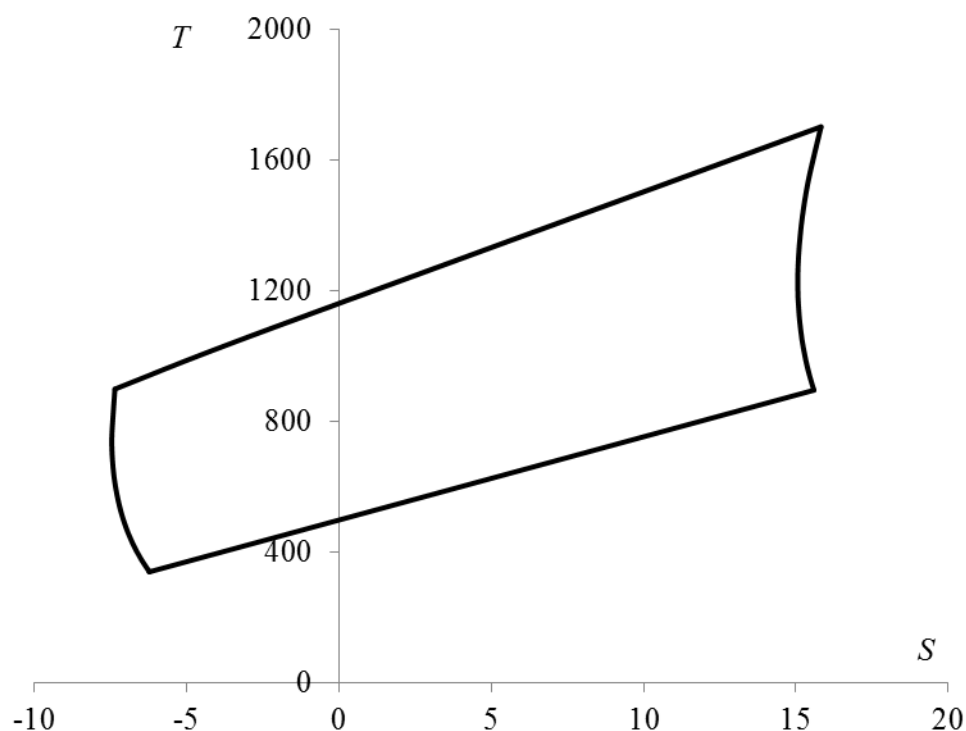


Рисунок 2.3 – Теоретична індикаторна діаграма суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C) у системі координат $T - S$

2.2. Розрахунок кінематики та динаміки. Побудова графіків зміни сил, діючих на КШМ суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C)

Переміщення поршня двигуна при повороті кривошипа колінчастого валу на кут φ визначається як сума його переміщення від повороту коліна на кут φ (S_I) та від відхилення шатуна на кут – β (S_{II}):

$$S_{\varphi} = r \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \left(\frac{1}{\lambda} \right) \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) \right]$$

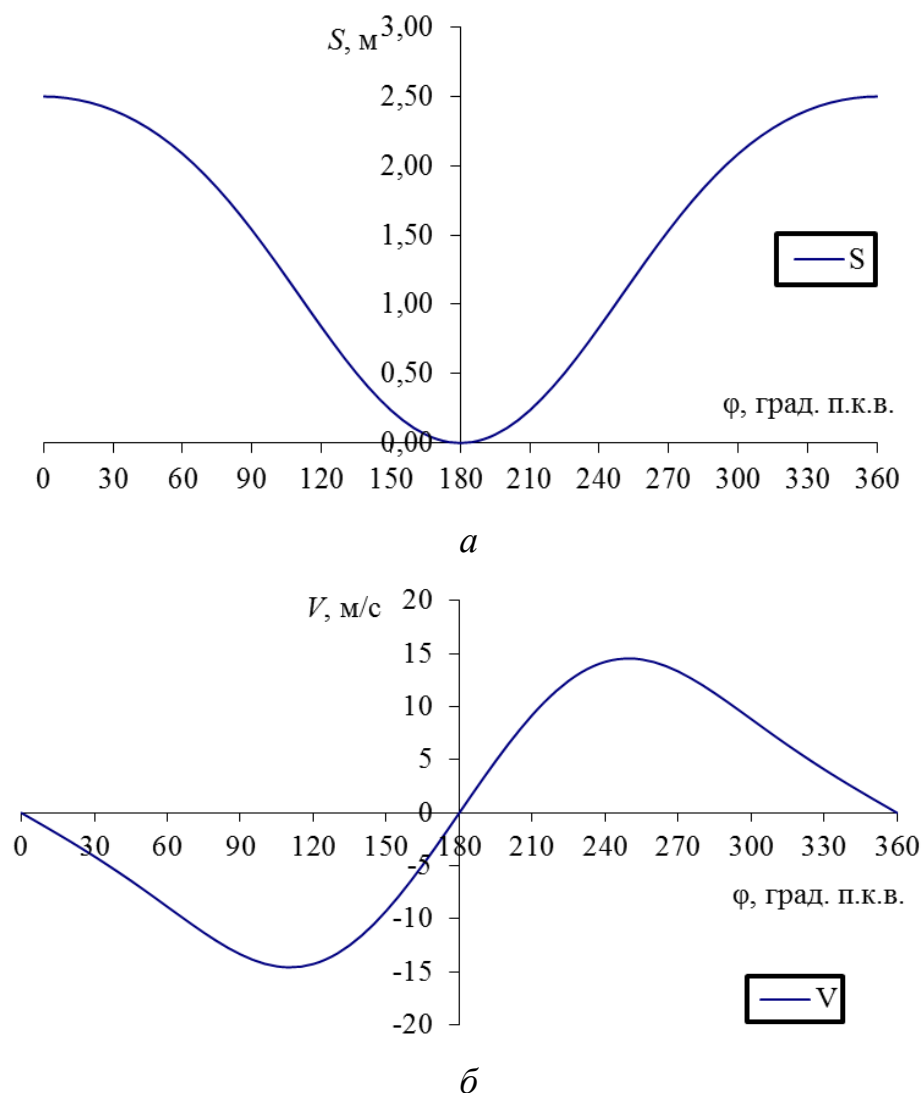
Швидкість поршня двигуна розраховується, як перша похідна від переміщення поршня дизеля за часом:

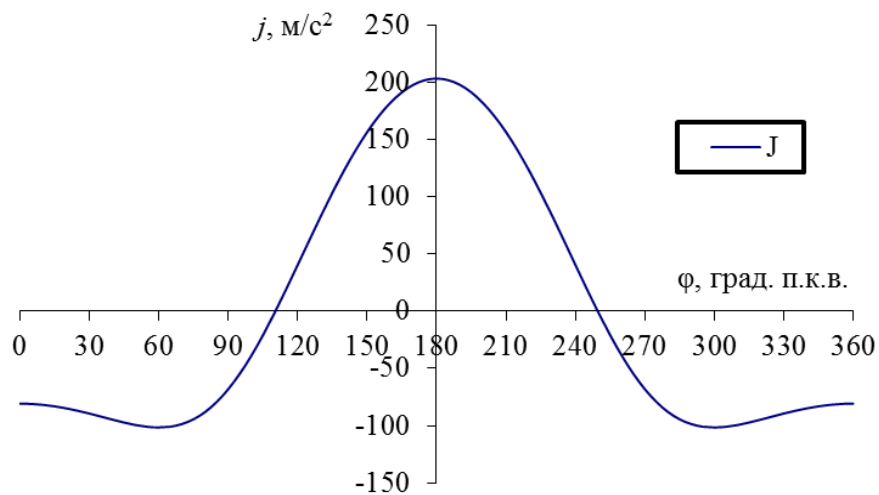
$$V_{\varphi} = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

Прискорення поршня двигуна розраховується, як похідна від швидкості поршня дизеля за часом:

$$j_{\varphi} = r \cdot \omega^2 \cdot \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right]$$

Залежності переміщення, швидкості та прискорення поршня від кута повороту колінчастого валу суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C) представлені на рис. 2.4, а координати у табл. 2.7





в

Рисунок 2.4 – Діаграми кінематики суднового малообертового дизеля

12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C):

a – переміщення; *б* – швидкість; *в* – прискорення

Таблиця 2.7 – Координати точок залежностей переміщення, швидкості та прискорення поршня дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C)

φ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$	φ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$	φ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
0	2,500	0,000	-80,756	140	0,407	-11,536	123,176	280	1,744	12,040	-88,019
5	2,497	-0,660	-81,021	145	0,317	-10,453	140,978	285	1,839	11,290	-94,404
10	2,489	-1,324	-81,807	150	0,236	-9,232	156,961	290	1,929	10,497	-98,613
15	2,476	-1,996	-83,093	155	0,166	-7,888	170,874	295	2,011	9,678	-100,91
20	2,457	-2,682	-84,837	160	0,107	-6,440	182,513	300	2,087	8,848	-101,60
25	2,432	-3,383	-86,978	165	0,061	-4,906	191,721	305	2,156	8,018	-101,02
30	2,401	-4,103	-89,430	170	0,027	-3,307	198,379	310	2,218	7,197	-99,490
35	2,365	-4,844	-92,078	175	0,007	-1,665	202,405	315	2,273	6,393	-97,317
40	2,322	-5,607	-94,770	180	0,000	0,000	203,752	320	2,322	5,607	-94,770
45	2,273	-6,393	-97,317	185	0,007	1,665	202,405	325	2,365	4,844	-92,078
50	2,218	-7,197	-99,490	190	0,027	3,307	198,379	330	2,401	4,103	-89,430
55	2,156	-8,018	-101,019	195	0,061	4,906	191,721	335	2,432	3,383	-86,978
60	2,087	-8,848	-101,601	200	0,107	6,440	182,513	340	2,457	2,682	-84,837
65	2,011	-9,678	-100,909	205	0,166	7,888	170,874	345	2,476	1,996	-83,093
70	1,929	-10,497	-98,613	210	0,236	9,232	156,961	350	2,489	1,324	-81,807
75	1,839	-11,290	-94,404	215	0,317	10,453	140,978	355	2,497	0,660	-81,021
80	1,744	-12,040	-88,019	220	0,407	11,536	123,176	360	2,500	0,000	-80,756
85	1,643	-12,728	-79,273	225	0,505	12,466	103,861				
90	1,536	-13,335	-68,082	230	0,611	13,233	83,388				
95	1,425	-13,840	-54,477	235	0,722	13,828	62,168				
100	1,310	-14,225	-38,615	240	0,837	14,248	40,653				
105	1,192	-14,471	-20,768	245	0,954	14,493	19,330				
110	1,074	-14,564	-1,305	250	1,074	14,564	-1,305				
115	0,954	-14,493	19,330	255	1,192	14,471	-20,768				
120	0,837	-14,248	40,653	260	1,310	14,225	-38,615				
125	0,722	-13,828	62,168	265	1,425	13,840	-54,477				
130	0,611	-13,233	83,388	270	1,536	13,335	-68,082				
135	0,505	-12,466	103,861	275	1,643	12,728	-79,273				

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.03.02.ПЗ

Аркуш

32

При динамічному аналізі КШМ суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C) сили P_z та P_j , які мають загальну точку прикладання та єдину лінію своєї дії, замінюють сумарною силою, що фактично є їх алгебраїчною сумою:

$$P_{\Sigma} = P_z + P_j.$$

При виконанні аналізу динаміки ДВЗ та особливо здійснення його врівноваженості, з врахуванням представленої раніше залежності прискорення поршня j від кута повороту кривошипа колінчастого валу φ силу інерції P_j досить зручно представляти, як суму двох гармонійних функцій, що відрізняються одна від одної амплітудою та швидкістю змінення аргументу й називаються – силами інерції першого (P_{jI}) та другого (P_{jII}) порядків:

$$P_j = -m_j \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) = C \cdot \cos \varphi + \lambda \cdot C \cdot \cos 2\varphi = P_{jI} + P_{jII}, \text{ Н};$$

де $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

Співвідношення між силовими факторами (рис. 2.5), що навантажують елементи КШМ ДВЗ, з урахуванням його геометрії й характеру діючих сил:

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}; \quad Q = P_{\Sigma} \cdot \frac{1}{\cos \beta}, \text{ Н}; \quad Z = P_{\Sigma} \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н}; \quad T = P_{\Sigma} \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta}, \text{ Н}.$$

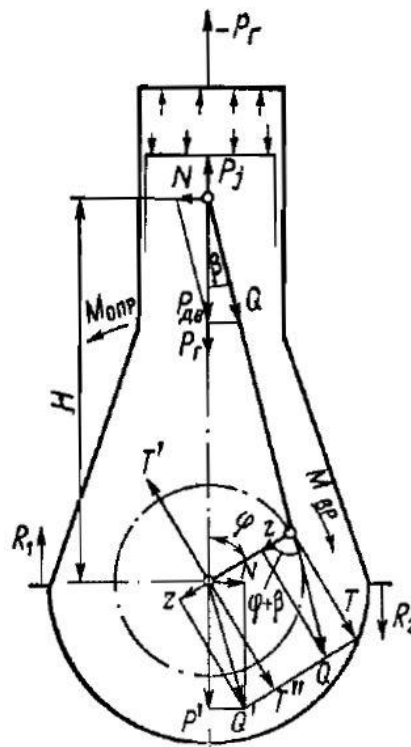


Рисунок 2.5 – Динамічні сили, що діють на деталі КШМ ДВЗ

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.03.02.ПЗ

Аркуш

33

Результати розрахунків сил від тиску газів ДВЗ, інерції, рушійної, бічної, радіальної та тангенціальної суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (W-ÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C) представлено у таблиці 2.8, а графічні залежності – рис. 2.6 та 2.7.

Таблиця 2.8 – Результати визначення сил від тиску газів ДВЗ, інерції, рушійної, бічної, радіальної та тангенціальної

φ°	p_r , МПа	P_r , Н	P_j , Н	P_{dv} , Н	N , Н	Z , Н	T , Н
0	0,351	254054,4	524912,6	706586,8	0,0	-706586,8	0,0
5	0,351	254402,1	526633,4	708655,3	-26886,4	-708302,0	-34979,3
10	0,353	255452,6	531747,2	714819,7	-54150,0	-713363,0	-70799,8
15	0,355	257228,1	540104,3	724952,3	-82141,9	-721510,0	-108288,4
20	0,359	259766,2	551441,0	738827,1	-111158,9	-732289,0	-148238,5
25	0,364	263122,0	565358,9	756100,8	-141410,9	-745022,8	-191380,2
30	0,369	267369,6	581297,8	776287,3	-172983,7	-758776,3	-238335,4
35	0,377	272605,4	598504,8	798730,0	-205796,4	-772321,2	-289554,2
40	0,385	278951,6	616002,2	822573,5	-239557,2	-784112,3	-345228,6
45	0,396	286561,7	632560,9	846742,5	-273721,2	-792287,4	-405187,3
50	0,408	295627,2	646686,4	869933,5	-307460,0	-794710,5	-468776,2
55	0,423	306385,7	656625,6	890631,2	-339654,6	-789073,9	-534744,5
60	0,441	319132,6	660404,7	907157,2	-368925,1	-773077,1	-601158,6
65	0,462	334235,6	655905,5	917760,9	-393709,8	-744684,8	-665384,9
70	0,487	352153,9	640983,6	920757,3	-412402,4	-702449,0	-724178,9
75	0,516	373464,4	613624,3	914708,6	-423542,5	-645854,6	-773919,8
80	0,551	398896,1	572124,6	898640,5	-426043,3	-575618,0	-811006,5
85	0,593	429377,1	515277,1	872274,0	-419422,4	-493850,0	-832399,7
90	0,644	466099,5	442531,0	836250,3	-403994,4	-403994,4	-836250,3
95	0,705	510609,2	354099,7	792328,7	-380981,6	-310475,9	-822518,4
100	0,781	564931,7	250996,4	743547,9	-352514,3	-218043,0	-793465,2
105	0,873	631751,0	134989,4	694360,2	-321513,4	-130844,4	-753914,3
110	0,987	714664,8	8484,5	650769,2	-291476,1	-51321,8	-711213,7
115	1,131	818552,3	-125644,0	620528,2	-266200,1	20987,3	-674890,5
120	1,313	950107,1	-264247,1	613479,8	-249491,6	90673,8	-656034,9
125	1,545	1118607,8	-404091,4	642136,3	-244887,7	167714,0	-666469,1
130	1,847	1337022,5	-542023,0	722619,3	-255394,8	268846,9	-717723,1
135	2,243	1623544,6	-675094,2	876070,2	-283201,7	419221,3	-819729,0
140	2,768	2003587,8	-800646,6	1130561,0	-329252,0	654420,9	-978932,3
145	3,470	2511942,5	-916356,1	1523206,3	-392461,0	1022631,2	-1195160,4
150	4,413	3193808,8	-1020246,1	2101182,6	-468216,1	1585569,4	-1456078,4
155	5,666	4100870,1	-1110679,4	2917810,5	-545708,0	2413808,2	-1727699,5
160	7,286	5273338,2	-1186335,9	4014622,1	-604012,9	3565926,2	-1940668,1
165	9,247	6692706,6	-1246185,8	5374140,7	-608926,1	5033419,6	-1979107,4
170	11,327	8198510,1	-1289461,3	6836668,6	-517900,8	6642871,7	-1697207,7
175	13,021	9424373,6	-1315633,1	8036360,3	-304899,7	7979205,8	-1004154,4
180	13,689	9907867,3	-1324391,0	8511096,1	0,0	8511096,1	0,0
185	16,158	11695186,3	-1315633,1	10307173,0	391054,4	10233868,5	1287895,6
190	16,158	11695186,3	-1289461,3	10333344,8	782785,8	10040428,7	2565260,0
195	16,158	11695186,3	-1246185,8	10376620,3	1175740,5	9718741,5	3821345,1
200	16,158	11695186,3	-1186335,9	10436470,2	1570200,7	9270033,8	5044989,0

205	13,277	9609782,5	-1110679,4	8426723,0	1576021,0	6971149,4	4989647,1
210	10,474	7580924,7	-1020246,1	6488298,4	1445817,3	4896122,6	4496263,7
215	8,340	6036420,5	-916356,1	5047684,3	1300558,6	3388851,2	3960588,0
220	6,730	4871038,0	-800646,6	3998011,3	1164336,4	2314233,3	3461805,5
225	5,513	3989960,1	-675094,2	3242485,7	1048178,1	1551609,8	3033957,5
230	4,585	3318744,1	-542023,0	2704340,9	955793,3	1006136,7	2686017,5
235	3,871	2802148,2	-404091,4	2325676,7	886929,3	607423,4	2413804,6
240	3,316	2400088,7	-264247,1	2063461,5	839174,0	304984,7	2206597,1
245	2,879	2083652,7	-125644,0	1885628,6	808914,9	63775,2	2050822,1
250	2,531	1831928,5	8484,5	1768032,8	791892,7	-139432,9	1932250,6
255	2,252	1629681,0	134989,4	1692290,2	783590,3	-318893,2	1837434,9
260	2,025	1465703,0	250996,4	1644319,2	779567,7	-482191,3	1754708,8
265	1,840	1331660,7	354099,7	1613380,2	775774,4	-632206,9	1674854,0
270	1,687	1221287,4	442531,0	1591438,2	768827,4	-768827,4	1591438,2
275	1,561	1129817,9	515277,1	1572714,9	756220,9	-890414,4	1500821,2
280	1,456	1053590,2	572124,6	1553334,6	736432,2	-994977,8	1401855,9
285	1,367	989761,5	613624,3	1531005,7	708909,9	-1081007,8	1295358,5
290	1,293	936104,4	640983,6	1504707,8	673950,8	-1147947,0	1183458,1
295	1,231	890859,5	655905,5	1474384,9	632495,7	-1196337,8	1068942,3
300	1,178	852627,1	660404,7	1440651,6	585888,1	-1227719,8	954696,9
305	1,133	820286,6	656625,6	1404532,1	535637,9	-1244375,4	843296,0
310	1,096	792937,2	646686,4	1367243,4	483223,9	-1249018,1	736758,9
315	1,064	769852,0	632560,9	1330032,7	429951,4	-1244496,7	636453,6
320	1,037	750443,7	616002,2	1294065,7	376869,3	-1233558,8	543110,8
325	1,014	734238,3	598504,8	1260362,9	324738,2	-1218691,0	456904,5
330	0,996	720854,0	581297,8	1229771,6	274035,6	-1202031,3	377564,0
335	0,981	709985,7	565358,9	1202964,4	224986,3	-1185339,3	304487,9
340	0,969	701392,9	551441,0	1180453,8	177603,1	-1170007,5	236846,7
345	0,960	694890,0	540104,3	1162614,2	131732,0	-1157093,8	173663,4
350	0,954	690339,2	531747,2	1149706,2	87094,1	-1147363,4	113873,4
355	0,950	687645,8	526633,4	1141899,0	43323,7	-1141329,6	56364,2
360	0,351	254054,4	524912,6	706586,8	0,0	-706586,8	0,0

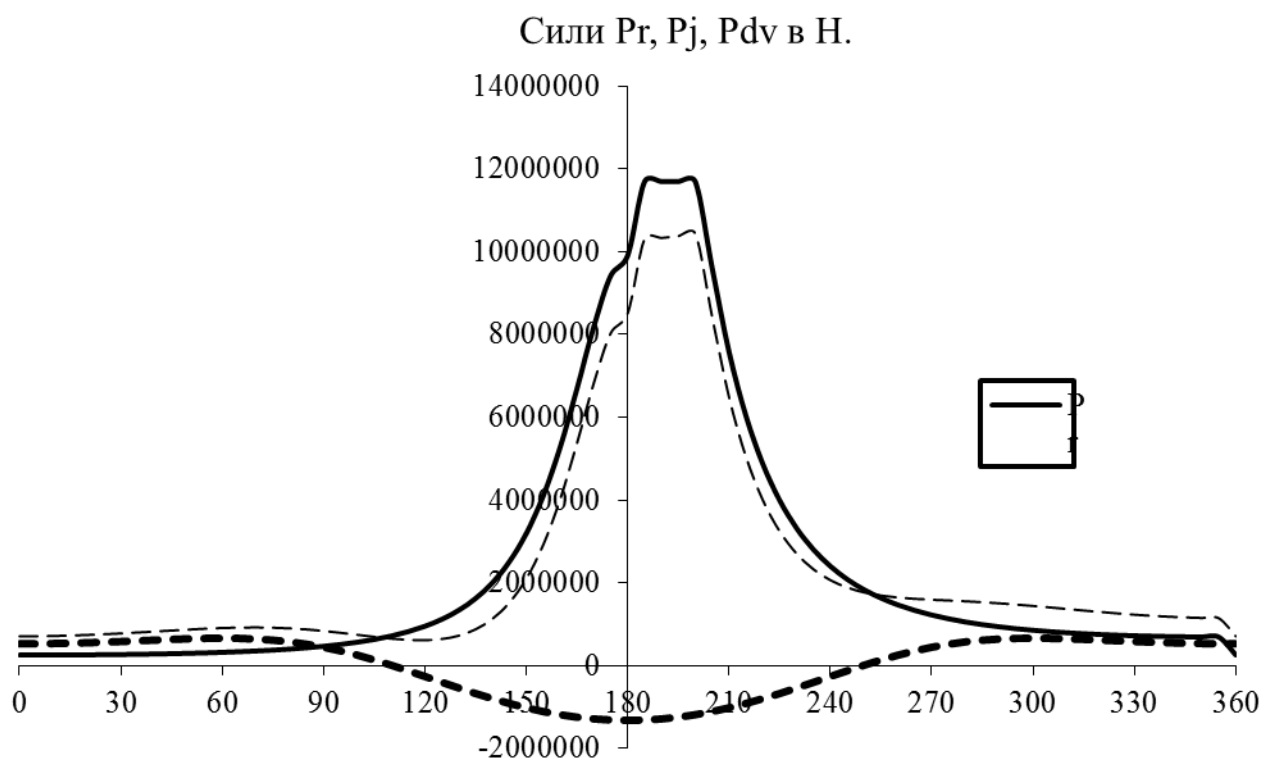


Рисунок 2.6 – Залежність сили від тиску газів P_r , сили інерції P_j та рушійної сили P_{dv} від кута повороту колінчастого валу φ

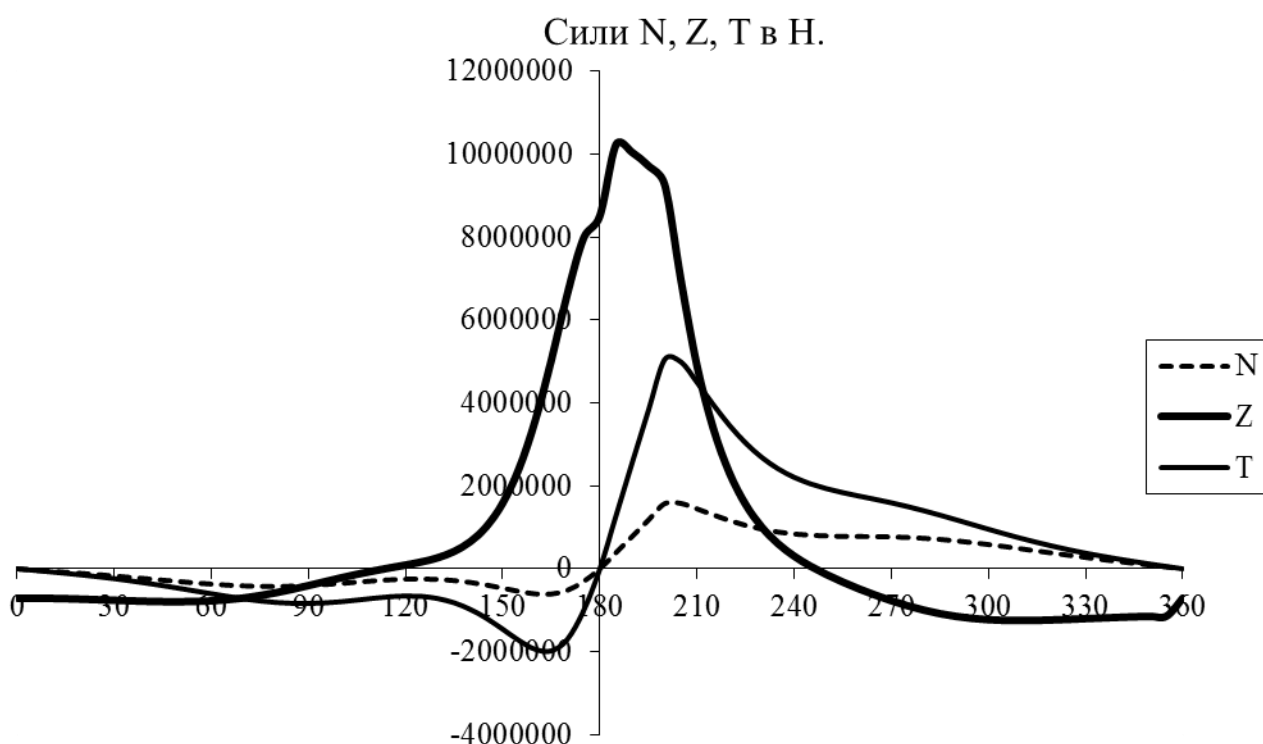


Рисунок 2.7 – Залежність бічної N , радіальної Z та тангенціальної T сил від кута повороту колінчастого валу φ

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.03.02.ПЗ

Аркуш

36

Пара сил T і T' на плечі r (див. рис. 2.5) створює крутний момент $M_{кр}$, що потім передається споживачеві та виконує корисну роботу:

$$M_{кр} = P_{\partial\partial} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot (l_{ш} \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \varphi) = P_{\partial\partial} \cdot r \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = M_{опр}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Середні значення T та $M_{кр}$ визначаються за відповідною формулами:

$$T_{сум.сер} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3 - \Delta\varphi} \frac{T_{сум.\varphi} \cdot \Delta\varphi}{\varphi_3}, \text{ Н}.$$

де $\varphi_3 = 30^\circ$ кут заклинювання кривошипів.

$$M_{кр.сер} = T_{сум.сер} \cdot r, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Результати розрахунків сумарної дотичної сили суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C) представлено на рис. 2.8.

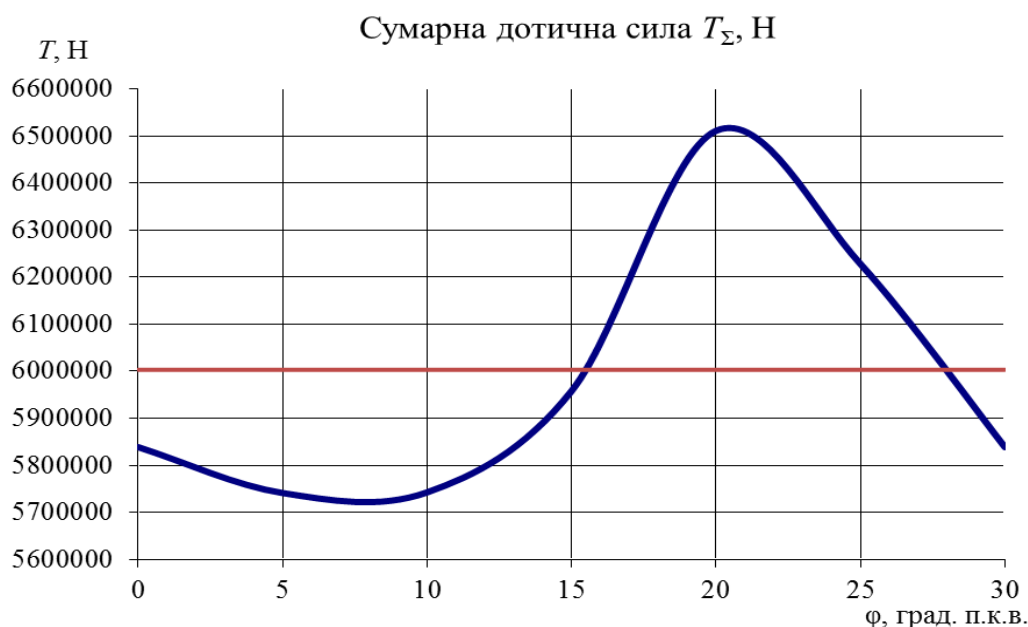


Рисунок 2.8 – Сумарна дотична сила T_Σ , Н

2.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок робочого циклу суднового малообертового дизеля 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C), побудовано індикаторні діаграми у системі координат $p - V/V_c$, $T - V/V_c$ та $T - S$.

Виконано розрахунок кінематики та динаміки дизеля 12ДКРН 96/250. Побудова графіків зміни сил, діючих на КШМ (сил від тиску газів ДВЗ, інерції, рушійної, бічної, радіальної та тангенціальної).

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ СУД- НОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C)

3.1. Загальні положення

Розрахунок деталей двигуна на міцність нині має певний умовний характер. Це пояснюється скрутністю оцінки допустимих напружень і неточністю визначення діючих сил і працюючих перерізів.

Майже всі деталі двигуна внутрішнього згоряння працюють за змінних навантажень. Граничними напруженнями для них є напруження, що визначаються з умов втомної міцності матеріалу, яка залежить не тільки від матеріалу та його термічного оброблення, а й від цілої низки інших чинників: діапазону коливань напружень, конфігурації деталі, її абсолютних розмірів, стану поверхні, чистоти її обробки, форми переходів і сполучень, орієнтації волокон, структури металу та багатьох інших. Врахувати розрахунком сукупність дії цих чинників не є можливим. Розрахунком також не враховується швидкість зміни прикладених сил, тривалість їхньої дії і ступінь пружності системи.

Зазначені умовності вимагають застосування єдиної методики розрахунку, що дає змогу шляхом порівняння напружень у деталях спроектованого двигуна з побудованими оцінити їхні характеристики міцності.

Таким чином, форма деталі, обрана з урахуванням умов роботи і характеру навантаження, має бути надалі перевірена розрахунком. Інакше кажучи, необхідно розрахунком контролювати геометричні розміри спроектованих деталей двигуна.

Після перевірки розрахунком усіх елементів компоновального проекту і внесення корективів розпочинають розробку робочих креслень. За робочими кресленнями збирають складальні вузли і, нарешті, загальні види двигуна. Така методика розроблення проекту двигуна.

Вибір матеріалів та їхніх механічних властивостей для виготовлення деталей двигуна обґрунтовується даними розрахунку та умовами роботи.

					КРБ.142.4221.25.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		38

3.2. Аналіз матеріалів, що застосовуються для виготовлення колінчастих валів

Основним матеріалом для виготовлення колінчастих валів слугує сталь. Колінчасті вали для двигунів із діаметром циліндра менше ніж 200 мм зазвичай штамнують; заготовки для більших валів отримують методом вільного кування. В окремих випадках вали потужних двигунів виготовляють литими сталевими.

Ковані вали великих багатоциліндрових двигунів виконуються з двох або більшої кількості частин, що полегшує їхнє кування. Межею подальшого розвитку цієї конструкції є складений колінчастий вал, який збирають з окремих кованих ланок: мотильових шийок, щік і корінних шийок. З'єднання ланок здійснюється шляхом гарячої посадки корінних і мотильових шийок у щоки вала.

Для виготовлення колінчастих валів зазвичай застосовують сталі марок 30, 35 і 40, що визначає їхні механічні властивості та хімічний склад. Зазначимо, що маркування сталей ведеться за середнім вмістом вуглецю, у сотих частках відсотка; наприклад, сталь марки 35 містить 0,3...0,4 % С (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Фізико-механічні властивості сталі 35

Марка сталі	Межа текучості, МПа	Межа міцності, МПа	Подовження δ_5 не менш, %	Твердість, Н _В
Сталь 35	300	520	18	180

Крім зазначених сталей, колінчасті вали виготовляють зі сталі марки Ст 5. За своїми властивостями ця сталь дуже близька до сталі марки 35, але має дещо більше подовження: $\delta_5 > 20$ %. На вимогу замовника сталі марок 30, 35 і 40 постачаються з гарантованою ударною в'язкістю; у цьому разі до марки додається буква "У", наприклад 35У.

Зразки мають бути термічно оброблені та вибрані вздовж волокон матеріалу. Термічна обробка визначається загартуванням і високим відпуском за температури 600°C. За цих умов ударна в'язкість для зазначених трьох марок сталі відповідно має бути не меншою, ніж 80 Дж/см², 70 Дж/см² і 60 Дж/см²; для "сирих" зразків ударна в'язкість відповідно лежить у межах 65...50 Дж/см².

Межа втоми σ_y у цих сталей для термічно оброблених зразків лежить у межах 200...230 МПа. Таким чином, дійсні напруження, що виникають у колінчастому валу, за жодних умов не повинні перевищувати 200 МПа. Запас міцності в цьому випадку дорівнюватиме одиниці; однак будувати вал із таким запасом міцності, звісно, не можна.

Застосування легованих сталей з точки зору підвищення жорсткості вала не дає жодних переваг. Жорсткість за однакових геометричних розмірів та ідентичної форми деталей залежить від модуля пружності. Зі збільшенням модуля пружності зростає і жорсткість. Однак практично модуль пружності для сталей залишається постійним і не залежить від легування.

Проте леговані сталі застосовуються для колінчастих валів напружених двигунів, що пояснюється такими причинами:

- застосування сталей із вищими характеристиками міцності є часто єдиним виходом, що дає змогу конструкторові після вичерпання всіх можливостей форми задовольнити підвищені вимоги до міцності вала в разі підвищення p_z ;
- при підвищенні питомих тисків на підшипники зносостійкість шийок вала може бути підвищена.

Не треба, однак, переоцінювати можливостей, які відкриває в двигунобудуванні застосування легованих сталей. Леговані сталі виправдовують себе лише після їхньої термічної обробки, що поліпшує структуру по всій глибині матеріалу.

Термічна обробка великих валів, що забезпечує поліпшення структури по всьому перерізу вала, є важкою, оскільки в цьому разі потрібні печі великої місткості і тривала витримка вала в печі. Нарешті, слід мати на увазі, що леговані сталі, особливо хромонікелеві, схильні до утворення флокенів; поява їх тим імовірніша, що більший розмір виробу. Тому з легованих сталей виконуються головним чином колінчасті вали з діаметром шийок не більше 180 мм. Більші вали доцільніше виготовляти з вуглецевих сталей.

Найхарактернішими є такі марки сталей, що застосовуються для колінчастих валів: 40ХН, 20ХН3А, 30ХМА і 40Х (табл. 3.2).

					КРБ.142.4221.25.03.03.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Хром (Х) підвищує твердість сталі, збільшує її зносостійкість і межу міцності, але водночас сприяє утворенню ліквації, волосовин і тріщин.

Нікель (Н) подрібнює структуру сталі, підвищуючи в'язкість і подовження.

Молібден (М) як присадка, навіть у малих кількостях (0,15 ... 0,25 %), подрібнює структуру сталі, збільшує в'язкість і подовження і підвищує межу міцності.

Індекс "А" в кінці маркування вказує, що сталь має знижений вміст шкідливих домішок сірки, фосфору і міді. У зв'язку з цим фізико-механічні характеристики сталі поліпшуються.

Таблиця 3.2 – Фізико-механічні властивості легованих сталей, що застосовуються для валів

Марка сталі	Межа текучості не менше ніж, МПа	Межа міцності не менше ніж, МПа	Подовження δ_5 не менш, %	Ударна в'язкість не менше ніж, $\frac{Дж}{см^2}$	Твердість в відпаленому стані, Н _В
40ХН	800	1000	10	70	207
20ХН3А	750	950	11	100	241
30ХМА	750	950	12	90	229

Сталь марки 40Х схильна до ліквації і тому не може бути рекомендована як повноцінний матеріал для колінчастих валів. Вона застосовується як замітник хромо-нікелевих сталей; використання її у валах невеликого діаметру виправдане. Хромо-нікелеві сталі обох марок набули широкого поширення як матеріал для колінчастих валів, але вимагають, зважаючи на схильність до утворення флокенів, ретельного контролю в процесі виробництва.

Сталь марки 20ХН3А застосовується для важко навантажених валів двигунів авіаційного типу.

Хромомолібденова сталь марки 30ХМА може бути особливо рекомендована для валів швидкохідних двигунів. Сталі цього класу за підвищеної межі міцності мають велику в'язкість і гарну прожарюваність за відсутності крихкості відпуску, властивої хромо-нікелевим сталям.

Залежно від режиму термічної обробки змінюються фізико-механічні властивості сталі: підвищуючи температуру відпуску, можна отримати більшу в'язкість мате-

ріалу; одночасно знизиться межа міцності. Таким чином, залежно від основних вимог, що висуваються технічними умовами до матеріалу вала, показники міцності сталі можуть відхилятися від значень табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Характеристика матеріалу валів за даними практики їх термічної обробки

Межа текучості, МПа	Межа міцності, МПа	Подовження δ_5 , %	Ударна в'язкість, Дж/см ²
550...700	750...900	14...10	140...100

Твердість матеріалу вала може бути підвищена загартуванням, що позначиться на інших показниках: знизиться ударна в'язкість і подовження. Практично підвищена твердість вала потрібна тільки на поверхнях шийок, що дає змогу збільшити моторесурс двигуна і застосувати для підшипників антифрикційні сплави, які працюють за великих питомих тисків, наприклад, свинцеподібну бронзу. У сучасній практиці підвищення твердості шийок досягається завдяки застосуванню поверхневого загартування, що змінює структуру матеріалу на невелику глибину, 1,5...3 мм. Для цього у виробництві застосовують височастотне загартування або інтенсивне нагрівання шийки відкритим киснево-ацетиленовим полум'ям з подальшим негайним охолодженням.

У відповідальних випадках для колінчастих валів застосовують сталі марки 38ХМЮА (табл. 3.4).

Таблиця 3.4 – Фізико-механічні властивості сталі 38ХМЮА

Межа текучості не менше ніж, МПа	Межа міцності не менше ніж, МПа	Подовження δ_5 не менш, %	Ударна в'язкість не менше ніж, Дж/см ²
800	1000	15	90

Легування сталі алюмінієм (Ю) дає змогу здійснити азотування, що підвищує поверхневу твердість. Твердість шийок у цьому випадку коливається в межах 70...75 одиниць шкали R_c . З огляду на те, що процес азотування ведеться при температурі нижче 600 °С, концентрація напружень у переходах вала мінімальна; тому втрата довжини робочих шийок на радіуси заокруглень теж мала. Переходи і радіуси заок-

руглень для деталей, виконаних зі сталі 38ХМЮА, можуть виготовлятися розміром 2...3 мм. Ударна в'язкість сталі після термообробки наближається до верхньої межі значень. Застосування цієї сталі обмежене її високою вартістю, малим розміром зли-тка, одержуваним у виробництві, а також високою вартістю процесу азотування. Для розглянутих сталей межа втоми $\sigma_y = 280...320$ МПа.

Під час термічної обробки ставиться завдання максимально підвищити ударну в'язкість і межу втоми. Подальше поверхнєве загартування шийок вала обов'язкове.

Порівнюючи межі втоми вуглецевого і легованого класів сталей, можна зро-бити такі висновки:

– допустимі напруження у деталей, виготовлених з легованих сталей, порівняно з вуглецевими, можуть бути підвищені на 20...25 % і лише в крайньому разі на 50 %;

– відносна деформація при цьому зростатиме прямо пропорційно напруженням.

У сучасній практиці як матеріал для колінчастих валів застосовують ча-вун. Вивчення властивостей чавуну і зіставлення результатів досліджень із показни-ками, отриманими під час випробування сталі, дали змогу встановити таке:

– у чавунних і сталевих деталей аналогічної форми межі втоми близькі;

– пошкодження поверхні у чавунних виробів (подряпини, надрізи) не відбива-ється на величині межі втоми;

– завдяки високій циклічній в'язкості та нижчому модулю пружності чавун під впливом знакозмінних навантажень працює надійніше за сталь;

– з підвищенням межі міцності чавуну циклічна в'язкість і нечутливість до по-шкоджень поверхні знижується.

Порівняльна оцінка властивостей чавуну і сталі характеризується даними, наве-деними в табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Порівняльна оцінка властивостей чавуну та сталі

Властивості	Сталь	Чавун
Міцність на розрив	Хороша	Середня
Подовження	Хороша	Мале
Циклічна в'язкість в %	20	40
Чутливість до надрізів	Висока	Низька

3.3. Розрахунок колінчастого валу суднового двигуна Wärtsilä типу 12ДКРН 96/250 (12RT-flex-96C)

Вал сприймає сили тиску газів і навантаження від сил інерції рухомих частин поршня і шатуна.

Сили інерції періодично розвантажують і навантажують вал; у тих випадках, коли сила інерції має знак, протилежний тиску газів, вал розвантажується; у разі збігу знаків вал додатково навантажується. Сила інерції пропорційна квадрату числа обертів колінчастого вала; при зміні швидкісного режиму двигуна характер навантаження на колінчастий вал змінюється: зі зменшенням числа обертів двигуна амплітуда коливань сил збільшується.

Суднові двигуни працюють зі змінним числом обертів за порівняно невеликої величини сил інерції, тому розрахунок колінчастого вала ведуть, виходячи з найважчих умов роботи цього класу двигунів, тобто без урахування сил інерції. Навпаки, високооборотні автомобільні карбюраторні двигуни за порівняно низьких значень p_z мають великі сили інерції, що перевищують $0,5 \cdot p_z$. У зв'язку з цим останні набувають домінуючого значення під час розрахунку.

Швидкохідні дизелі мають високе p_z і великі значення сил інерції; тому розрахунком враховується сукупність діючих сил. Це ж положення має місце і в авіаційних двигунах. Однак під час пуску двигуна сили інерції мізерно малі, а тиск згоряння великий (перші спалахи холодного двигуна дають зазвичай високий p_z). Природно, що під час розрахунку колінчастого вала не можна ігнорувати і цей режим роботи двигуна.

З погляду розрахункової схеми колінчастий вал багаточиліндрових двигунів можна розглядати як багатоопорну балку, навантажену силами, величина і напрямок яких змінюються у функції від кута повороту вала.

У практичних розрахунках у однорядних двигунів розміри колінчастого вала перевіряють у трьох небезпечних положеннях:

– у верхній мертвій точці за найбільшого значення радіального зусилля, що дорівнює p_z , тобто вважаючи $P_j = 0$ (пускові умови);

					КРБ.142.4221.25.03.03.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– у положенні максимального значення тангенціального зусилля розрахункового коліна (сили інерції враховують за номінального числа обертів);

– у положенні вала, що відповідає найбільшому значенню тангенціального зусилля всього двигуна (сили інерції враховуються за номінального числа обертів).

У тих випадках, коли проміжні положення вала можуть створити важчі умови роботи (наприклад, V-подібні конструкції або вельми швидкохідні двигуни з великими силами інерції), перевірку на міцність вала проводять через кожні 10...20° кута повороту вала.

Вище зазначалося, що розрахункова схема вала може бути приведена до багатоопорної балки. Однак точність такого розрахунку умовна, оскільки рама двигуна не являє собою абсолютно жорстку конструкцію і її деформації сильно впливають на величину моментів, що згинають вал. У розрахунку приймається, що коліно вала також абсолютно жорстке, що, звісно, дуже далеко від дійсності.

Тому під час розрахунку вала розглядають зазвичай лише одне найбільш навантажене коліно, що лежить на двох опорах. Іншу частину вала відкидають; це призводить до менших помилок порівняно з методом розрахунку нерозрізного вала. Розрахункові напруги вигину при цьому виходять дещо вищими, що робить розрахунок надійнішим.

Основні положення розрахункової схеми можуть бути сформульовані таким чином:

- розраховується найбільш навантажене коліно вала;
- частина вала між двома сусідніми підшипниками вільно лежить на опорах (тобто вал являє собою балку, що лежить на двох опорах);
- опори і точки докладання зовнішніх сил проходять через середні площини підшипників;
- розрахункове коліно є абсолютно жорстким.

Розрахунок колінчастого валу суднового двигуна Wärtsilä типу 12ДКРН 96/250 (12RT-flex-96C) виконується середовищі математичного програмування MathCAD, а результати цього розрахунку подані у табл. 3.6, 3.7. Розрахункова

					КРБ.142.4221.25.03.03.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

схема колінчастого валу суднового двигуна Wärtsilä типу 12ДКРН 96/250 (12RT-flex-96C) подана на рис. 3.1.

Таблиця 3.6 – Вихідні дані для розрахунку колінчастого валу суднового двигуна Wärtsilä типу 12ДКРН 96/250 (12RT-flex-96C)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, м	0,96
2	Радіус кривошипа	r , м	1,25
3	Частота обертання	n , хв^{-1}	102
4	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	16,158
5	Максимальна абсолютна сила інерції	P_j , МПа	1,8298
6	Дотична сила при P_z	T_z , МПа	1,77935
7	Максимальна дотична сила	$T_{\max}$, МПа	6,97013
8	Максимальна радіальна сила	$Z_{\max}$, МПа	14,13905

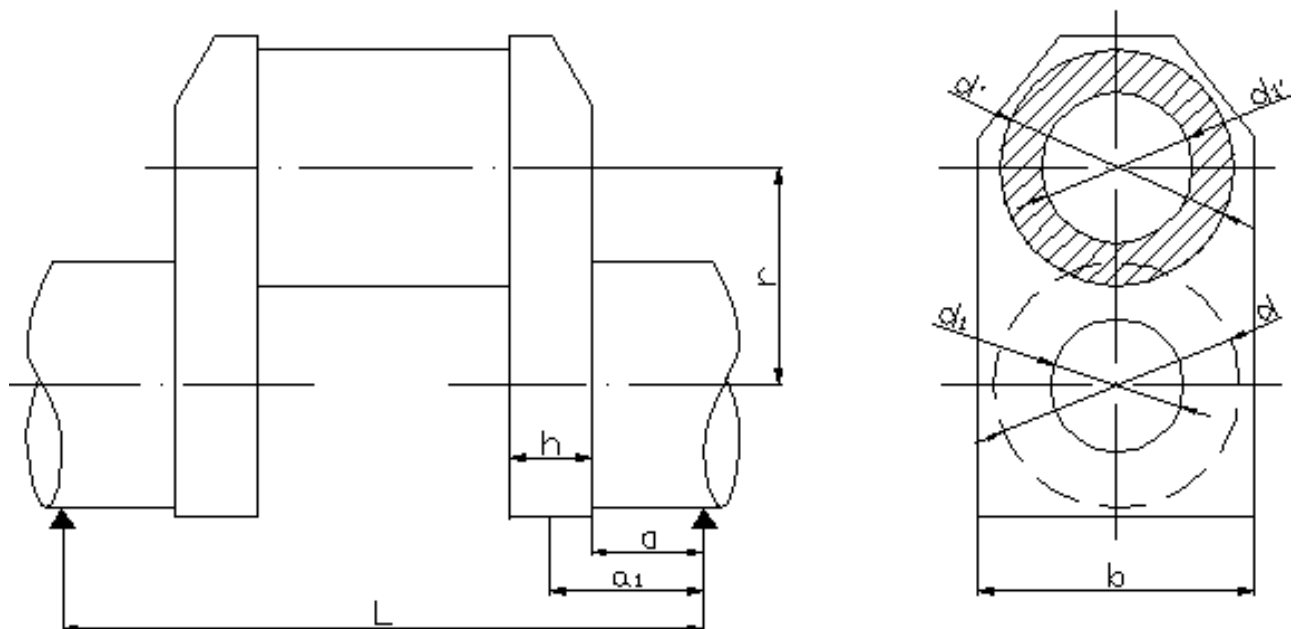


Рисунок 3.1 – Схема колінчастого валу

Таблиця 3.7 – Результати розрахунку колінчастого валу суднового двигуна Wärtsilä типу 12ДКРН 96/250 (12RT-flex-96C)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
Основні конструктивні параметри				
1	Діаметр корінної шийки з сторони відбору потужності	d_k , мм	–	990
2	Довжина корінної шийки з сторони відбору потужності	l_k , мм	–	390
3	Діаметр корінної шийки з	d'_k , мм	–	990

	сторони протилежної відбору потужності			
4	Довжина корінної шийки з сторони протилежної відбору потужності	l'_k , мм	—	350
5	Діаметр шатунної шийки	$d_{ш}$, мм	—	990
6	Довжина шатунної шийки	$l_{ш}$, мм	—	350
7	Товщина щоки	h , мм	—	300
8	Ширина щоки	b , мм	—	2050
9	Відстань між серединами корінних шийок	L , мм	—	1300
10	Відстань від середини корінної шийки до середини щоки з сторони відбору потужності	a_1 , мм	—	345
11	Відстань від середини корінної шийки до середини щоки з сторони протилежної відбору потужності	a'_1 , мм	—	325
12	Відстань від середини корінної шийки до щоки з сторони відбору потужності	a , мм	—	195
13	Відстань від середини корінної шийки до щоки з сторони протилежної відбору потужності	a' , мм	—	175
14	Діаметр отвору в корінній шийці	d_{k1} , мм	—	393
15	Діаметр отвору в мотилевій шийці	$d_{ш1}$, мм	—	393

Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності

1	Згинаючий момент на корінній шийці	Н·мм	$M_{u1} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a$	$1,140 \cdot 10^9$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k}$	$9,462 \cdot 10^7$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := \frac{M_{u1}}{W}$	12,051
4	Момент, який скручує шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,610 \cdot 10^9$
5	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := 2 \cdot W$	$1,892 \cdot 10^8$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_n}$	8,507
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	20,850

Розрахунок рамової шийки з боку протилежного відбору потужності

1	Згинаючий момент на корінній шийці	Н·мм	$M_{u2} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a'$	$1,055 \cdot 10^9$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W' := 0.1 \cdot d_k'^3$	$9,703 \cdot 10^7$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_u := \frac{M_{u2}}{W}$	11,148
4	Момент, який скручує шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,98 \cdot 10^9$
5	Полярний момент опору перетину шийки		$W'_n := 2 \cdot W'$	$1,941 \cdot 10^8$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau'_k := \frac{M_k}{W'_n}$	10,201
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma'_c := \sqrt{\sigma'_u{}^2 + 4 \cdot \tau'_k{}^2}$	23,249

Розрахунок щоки коліна

1	Згинаючий момент від реакції P_z на плече a_1	Н·мм	$M_u = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	$2,017 \cdot 10^9$
2	Момент опору щоки	мм ³	$W := \frac{b \cdot h^2}{6}$	$3,075 \cdot 10^7$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := \frac{M_u}{W}$	65,609
4	Згинаючий момент від тангенціальної сили	Н·мм	$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,980 \cdot 10^9$
5	Момент опору щоки	мм ³	$W' := \frac{h \cdot b^2}{6}$	$2,101 \cdot 10^8$
6	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_u := \frac{M'_u}{W'}$	9,421
7	Напруга від стиску силою $P_z/2$	МПа	$\sigma_{cm} := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h}$	9,509
8	Сумарне навантаження в щьоці	МПа	$\sigma_{\Sigma} := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm}$	84,539

Розрахунок мотилевої шийки

1	Згинаючий момент від сили P_z	Н·мм	$M := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l_{\text{ш}}}{4}$	$1,023 \cdot 10^9$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d_{\text{ш}}^4 - d_{\text{ш}1}^4}{d_{\text{ш}}}$	$9,462 \cdot 10^7$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := \frac{M}{W}$	10,815
4	Момент скручування шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,980 \cdot 10^9$
5	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := 2 \cdot W$	$1,892 \cdot 10^8$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.03.03.ПЗ

Аркуш

48

6	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_n}$	10,461
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_{\text{с}} := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	23,551
Розрахунок колінчатого валу в другому положенні.				
Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності.				
1	Згинаючий момент на корінній шийці від реакцій T та Z	H·мм	$M_{1u} = T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a$	$4,919 \cdot 10^8$
2	Максимальне абсолютне значення дотичної сили	H·мм	$M_{2u} = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a$	$9,978 \cdot 10^8$
3	Сумарний згинаючий момент	H·мм	$M_u := \sqrt{M_{1u}^2 + M_{2u}^2}$	$1,112 \cdot 10^9$
4	Момент опору шийки	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k}$	$9,462 \cdot 10^7$
5	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := \frac{M_u}{W}$	11,757
6	Момент скручування шийку	H·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,980 \cdot 10^9$
7	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := 2 \cdot W$	$1,892 \cdot 10^8$
8	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_n}$	10,461
9	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_{\text{с}} := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	23,999
Розрахунок щоки коліна				
1	Згинаючий момент від реакції Z на плече a ₁	H·мм	$M_u = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	$1,765 \cdot 10^9$
2	Момент опору щоки	мм ³	$W := \frac{b \cdot h^2}{6}$	$3,075 \cdot 10^7$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := \frac{M_u}{W}$	57,411
4	Згинаючий момент від тангенціальної сили	H·мм	$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,980 \cdot 10^9$
5	Момент опору щоки	мм ³	$W' := \frac{h \cdot b^2}{6}$	$2,101 \cdot 10^8$
6	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_u := \frac{M'_u}{W'}$	9,421
7	Напруга від стиску силою Z/2	МПа	$\sigma_{\text{cm}} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h}$	8,320
8	Сумарне навантаження в щоці	МПа	$\sigma_{\text{с}} := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{\text{cm}}$	75,153

9	Момент від скручування щоки силою T на плечі a_1	$H \cdot \text{мм}$	$M_{kv} := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	$2,732 \cdot 10^8$
10	Полярний момент опору перетину шийки	мм^3	$W_{\text{п}} := \frac{2}{9} \cdot b \cdot h^2$	$4,100 \cdot 10^7$
11	Максимальна напруга на середині широкої сторони щоки	МПа	$\tau'_{kv} := \frac{M_k}{W_n}$	6,663
12	Складне навантаження на середині щоки	МПа	$\sigma'_{\text{с}} := \sqrt{(\sigma'_{\text{u}} + \sigma_{\text{cm}})^2 + 4 \cdot \tau'_{\text{k}}}$	18,477
13	Полярний момент опору перетину шийки	мм^3	$W_{\text{п}} := \frac{2}{9} \cdot h \cdot b^2$	$2,802 \cdot 10^8$
14	Максимальна напруга для вузької сторони щоки	МПа	$\tau''_{\text{k}} := \frac{M_k}{W_n}$	0,975
15	Складне навантаження на середині щоки	МПа	$\sigma''_{\text{с}} := \sqrt{(\sigma'_{\text{u}} + \sigma_{\text{cm}})^2 + 4 \cdot \tau''_{\text{k}}}$	17,851

Розрахунок мотилевої шийки

1	Шийка згинається моментами у взаємно-перпендикулярних площинах від T	$H \cdot \text{мм}$	$M'_{\text{ш}} := \frac{T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4}$	$1,640 \cdot 10^9$
2	Шийка згинається моментами у взаємно-перпендикулярних площинах Z	$H \cdot \text{мм}$	$M'_{\text{ш}} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4}$	$3,326 \cdot 10^9$
3	Сумарний згинаючий момент	$H \cdot \text{мм}$	$M_{\text{ш}} := \sqrt{M'^2_{\text{u}} + M'^2_{\text{u}}}$	$4,704 \cdot 10^9$
4	Момент опору шийки	мм^3	$W_{\text{ш}} := 0.1 \cdot \frac{d_{\text{ш}}^4 - d_{\text{ш}1}^4}{d_{\text{ш}}}$	$9,462 \cdot 10^7$
5	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{\text{ш}} := \frac{M_{\text{ш}}}{W}$	49,713
6	Момент, що скручує шийку	$H \cdot \text{мм}$	$M_{\text{k}} := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,980 \cdot 10^9$
7	Полярний момент опору перетину шийки	мм^3	$W_{\text{п}} := 2 \cdot W$	$1,892 \cdot 10^8$
8	Напруга від кручення	МПа	$\tau_{\text{k}} := \frac{M_k}{W_n}$	10,461
9	Складне навантаження на шийці		$\sigma_{\text{с}} := \sqrt{\sigma_{\text{u}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{k}}^2}$	53,935

Досвід показує, що великі колінчасті вали, виготовлені з вуглецевих сталей, працюють надійно за сумарних напружень, що не перевищують 90 МПа.

Для двигунів середніх і малих габаритів ($D < 200$ мм) допустимі напруження можуть бути підвищені до 100 МПа, а у валах з перекритими шийками щоки можуть виконуватися з напруженнями порядку 110...115 МПа. Для валів із легованих сталей

напруження на корінних і мотильових шийках допускаються до 120 МПа, а в щоках вала за перекритих шийок – до 135 МПа. Таке незначне підвищення напружень для легованих сталей обумовлюється бажанням забезпечити валу необхідну жорсткість. Найбільші напруження – близько 140...150 МПа – допускаються у валах, виконаних зі сталі 38ХМЮА. Однак у більшості випадків такі вали виявляються недостатньо жорсткими і вимагають під час складання виключно точного укладання.

3.4. Висновки до розділу

У третьому розділі бакалаврської роботи виконано аналіз матеріалів, що застосовуються для виготовлення колінчастих валів ДВЗ.

На базі другого розділу виконано розрахунок колінчастого валу суднового двигуна Wärtsilä типу 12ДКРН 96/250 (12RT-flex-96C), а також встановлено, що усі напруги знаходяться у допустимих межах.

					КРБ.142.4221.25.03.03.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВИГУНА ТИПУ 12ДКРН 96/250 (WÄRTSILÄ 12RT-FLEX-96C)

4.1. Аналіз умов праці

Морське або річкове судно є об'єктом праці людини з досить високим рівнем небезпеки та шкідливим впливом на здоров'я. Забезпечення здоров'я суднового екіпажу під час експлуатації морського або річкового судна має особливе значення, оскільки навіть незначне погіршення працездатності будь-якого члена команди (наприклад, падіння рівня слуху чи погіршення зору) може призвести до виникнення складних та трагічних аварійних ситуацій, що матимуть серйозні наслідки для самого екіпажу, пасажирів та вантажу. Екіпаж судна на якому встановлено судновий двигун типу 12ДКРН 96/250 (Wärtsilä 12RT-flex-96C) налічує від дванадцяти до шістнадцяти людей. Робочий день поділений на три вахти, тривалість кожної з яких становить до чотирьох години.

Поєднання робочих і відпочинкових зон на судні створює тривале впливання специфічного середовища на обслуговуючий персонал, яке містить різноманітні шкідливі чинники. Відповідно до ДСТУ 12.0.003, та різних санітарно-гігієнічних норм шкідливими чинниками для людини вважаються ті, що можуть викликати так звані професійні захворювання при тривалому впливі на людину.

До шкідливих чинників за відповідними нормами та нормативами належать:

- хитання корпусу судна на хвилях;
- різка зміна кліматичних умов плавання судна;
- несприятливий (або навіть шкідливий) мікроклімат на робочому місці (або пості) людини;
- шкідливі чи навіть токсичні (або отруйні) хімічні сполуки в оточуючому повітрі судових приміщень та безпосередньо у машинному відділенні де розміщено сам головний двигун;
- шум і вібрація від різних збудників коливань;
- присутні на судні статична електрика;

					КРБ.142.4221.25.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

– присутні на судні електромагнітні випромінювання від працюючого суднового обладнання та інших допоміжних пристроїв.

Окрім зазначених вище у переліку шкідливих факторів, існує безліч інших, які зумовлені специфічними умовами роботи людей на різних типах морських або річкових суден.

Також на організм екіпажу морських або річкових суден негативно впливають значні відхилення від нормальних температур й вологості повітря в службових та житлових приміщеннях судна, що, в свою чергу, залежить від ефективності та якості роботи систем опалення та кондиціонування навколишнього повітря.

Тривала дія хитання на борту морських або річкових суден може викликати так звану морську хворобу у людини (гойдання). Це відбувається через постійні зміни певної швидкості коливальних рухів, які дратують вестибулярний апарат людини та спричиняють значний дискомфорт. Зазвичай, при тривалій дії хитамиці на борту морських або річкових суден людина поступово адаптується до цих умов та перестає відчувати дискомфорт.

Заходи, спрямовані на поліпшення умов праці на борту морських або річкових суден, включають використання досить позитивних додаткових зовнішніх факторів та запобігання або зменшення впливу негативних факторів.

Створення комфортних умов праці на борту морських або річкових суден, пов'язаних з автоматизацією роботи енергетичної установки та іншого додаткового обладнання, призводить до значного зменшення частки саме фізичної праці та втручання в роботу установки членів екіпажу. Це може мати досить значні негативні наслідки, оскільки у моряків та пасажирів судна може спостерігатися ослаблення серцево-судинної системи й також детренованість організму (або, ще її називають гіподинамією). Щоб уникнути цих проблем, на борту морських або річкових суден необхідно обов'язково організувати фізичні тренування, які підвищують витривалість організму людини та його стійкість до перегрівання, охолодження, вібрацій та інших факторів.

Для розміщення екіпажу та іншого персоналу на борту морських або річкових суден слід передбачити одно- та двомісні каюти, які мають бути обов'язково

					<i>КРБ.142.4221.25.03.04.ПЗ</i>	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

обладнані умивальниками з холодною та гарячою водою, дзеркалом і розеткою електричного струму.

Щоб уникнути появи комах у житлових приміщеннях та машинному відділенні, всі зовнішні двері повинні бути оснащені протимоскітними сітками. Крім того, на борту морських або річкових суден повинно бути відведено приміщення для громадського харчування та зон відпочинку.

Робочий та спеціальний одяг персоналу судна слід зберігати поза житловими приміщеннями. На борту морських або річкових суден мають бути обладнані також спеціальні приміщення з індивідуальними (особистими) шафками для кожного члена екіпажу та інших осіб додаткового персоналу. Для сушіння спецодягу членів екіпажу передбачені встановлені сушарки. Судно також повинно мати окрему пральню для прання, сушіння та прасування білизни й іншого спецодягу або особистих речей, в якій встановлені пральні машини, центрифуги та прасувальні дошки.

У каютах екіпажу судна, а також у загальних, службових та медичних приміщеннях передбачено як штучне (від електричних приладів), так і природне освітлення. В інших приміщеннях судна, таких як побутові, допоміжні, господарські та міжкімнатні проходи й коридори, в основному використовується саме штучне освітлення.

4.2. Розрахунок вентиляції машинного відділення судна

Системи забезпечення комфортного проживання на судах застосовуються значно давно, при цьому приділяється мало уваги виробничим приміщенням. Одним із найскладніших з точки зору охорони праці на робочому місці є машинне відділення: високий рівень шуму, низька освітленість, сильна вібрація, підвищена температура. Поліпшення якості кондиціонування машинного відділення дасть змогу підвищити продуктивність і якість роботи обслуговуючого персоналу. У теперішньому часі якість повітря регламентують Санітарні правила і норми СанПіН 2.5.2-703-98 «Судна внутрішнього і змішаного (річка-море) плавання» і ДСТУ 24389-80 «Розрахункові параметри повітря і розрахункова температура заборотної

					<i>КРБ.142.4221.25.03.04.ПЗ</i>	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

води». При цьому контролюються такі показники: розрахунковий повітрообмін, температура, швидкість руху і відносна вологість. Жодних вимог до якості повітря за хімічним складом, бактеріологічними показниками не висувається. У зв'язку з тим, що величина тепловиділень від суднових енергетичних установок не дає змоги застосовувати центральну і місцеву систему кондиціонування всього машинного відділення, на судах застосовується вентиляція робочих майданчиків. При цьому якість припливного повітря, що залежить від зовнішніх факторів, залишає бажати кращого. Крім того, проходячи по вентиляційному каналу повітря отримує повторне забруднення.

Сучасне судно має бути оснащено кількома вентиляційними системами, які забезпечать необхідну циркуляцію повітря в приміщеннях, особливо, як відмічалось раніше, в машинному відділенні (МВ). Розрахунок механічної вентиляції МВ судна здійснюється з урахуванням надлишкових теплових виділень від двигунів та іншого обладнання.

Кількість тепла, що виділяється від поверхонь судового двигуна типу 12ДКРН 96/250 (Wärtsilä 12RT-flex-96C) складає:

$$Q_{\text{над}} = \alpha \cdot (t_{\text{п.дв.}} - t_{\text{пов.}}) \cdot F_{\text{п.т.}} = 10 \cdot (60 - 28) \cdot 216 = 69120, \text{ кДж/год};$$

де α – коефіцієнт теплообміну між зовнішніми нагрітими поверхнями двигуна 12ДКРН 96/250 та навколишнім повітрям МВ (у нашому випадку приймаємо – $\alpha = 10 \text{ Дж/м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К}$); $t_{\text{п.дв.}}$ – усереднена температура зовнішньої нагрітих поверхонь двигуна 12ДКРН 96/250 (у нашому випадку приймаємо – $t_{\text{п.дв.}} = 60^\circ\text{C}$); $t_{\text{пов.}}$ – температура повітря у приміщенні (у нашому випадку приймаємо – $t_{\text{в}} = 28^\circ\text{C}$); $F_{\text{п.т.}}$ – поверхня тепловіддачі дизеля 12ДКРН 96/250 (у нашому випадку складає приблизно – $F_{\text{п.т.}} = 216 \text{ м}^2$).

Температура повітряного потоку, який виходить з приміщення машинного відділення де розміщено двигун типу 12ДКРН 96/250 (Wärtsilä 12RT-flex-96C):

$$t_{\text{вд}} = t_{\text{р.з.}} + \Delta t \cdot (h - 2) = 28 + 1 \cdot (12,4 - 2) = 38,4, ^\circ\text{C}$$

де $t_{\text{р.з.}}$ – температура повітря у відповідній робочій зоні приміщення машинного відділення згідно санітарних норм (у нашому випадку складає – $t_{\text{р.з.}} = 28 ^\circ\text{C}$); Δt –

					КРБ.142.4221.25.03.04.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

температурний градієнт, який залежить від висотою приміщення у якому розраховують вентиляцію (у нашому випадку приймаємо – $\Delta t = 1^\circ\text{C}/\text{м}$); h – висота від підлоги приміщення машинного відділення до центру отвору витяжної системи приміщення машинного відділення (у нашому випадку складає – $h = 12,4\text{м}$).

Температуру повітряного потоку, що навпаки, надходить у приміщення машинного відділення позначається, як $t_{\text{пр}}$. Його потрібно задавати десь на $2...3^\circ\text{C}$ нижче за температури $t_{\text{р.з.}}$. З урахуванням комфортної роботи персоналу обираємо її на рівні – $t_{\text{р.з.}} = 26^\circ\text{C}$.

Далі визначаємо повітрообмін у приміщенні машинного відділення де розміщено двигун типу 12ДКРН 96/250 (Wärtsilä 12RT-flex-96C) за виразом:

$$L_m = \frac{Q_{\text{над}}}{c \cdot \rho \cdot (t_{\text{yd}} - t_{\text{np}})} \text{ м}^3/\text{ч},$$

де ρ – щільність повітря (закладаємо на рівні $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$); c – питома теплоємність повітря (складає $c = 1 \text{ кДж}/\text{кг}\cdot\text{K}$).

Тоді повітрообмін у приміщенні машинного відділення де розміщено двигун типу 12ДКРН 96/250 (Wärtsilä 12RT-flex-96C) становитиме:

$$L_m = \frac{69120}{1 \cdot 1,2 \cdot (38,4 - 26)} = 4645,161 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Визначимо тиск який має забезпечити вентилятор системи повітрообміну у приміщенні машинного відділення

$$P_e = 1,2 \cdot (P_{\text{т.р}} + P_{\text{м.с}}) = 1,2 \cdot (350 + 670) = 1224 \text{ Па};$$

де $1,2$ – коефіцієнт, що дає змогу врахувати наявні втрати тиску; $P_{\text{т.р}} = 350 \text{ Па}$ – тиск; $P_{\text{м.с}}$ – сума місцевих опорів у системі вентеляції (закладаємо на рівні $P_{\text{м.с}} = 670 \text{ Па}$).

Отже, ми обираємо стандартний відцентровий вентилятор типу ВЦ4-90N8. Виходячи з витрати повітря у системі та значення потрібного тиску, за номограмами було визначено, що ККД вентилятора становить $\eta_v = 0,71$.

Потужність вентилятора буде тоді наступною:

					КРБ.142.4221.25.03.04.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$N_{\epsilon} = \left(\frac{L_m \cdot P_B}{3,6 \cdot \eta_B \cdot \eta_{\pi}} \right) \cdot 10^{-6} = \left(\frac{69120 \cdot 1224}{3,6 \cdot 0,71 \cdot 0,95} \right) \cdot 10^{-6} = 34,84, \text{ кВт};$$

де η_{π} – ККД механічної передачі ($\eta_{\pi} = 0,95$).

Потрібна потужність електричного двигуна з урахуванням запасу потужності для приводу вентилятора системи вентиляції приміщення машинного відділення де розміщено двигун типу 12ДКРН 96/250 (Wärtsilä 12RT-flex-96C) визначається, як:

$$N_{\text{вст}} = N_{\epsilon} \cdot k = 34,84 \cdot 1,2 = 41,8, \text{ кВт};$$

де k – коефіцієнт запасу потужності приводу вентилятора системи вентиляції (зкладаємо $k = 1,2$).

4.3. Висновки до розділу

У розділі було розглянуто умови праці екіпажу судна і шкідливі фактори, що впливають на їх самопочуття при експлуатації енергетичної установки з двигуном типу 12ДКРН 96/250 (Wärtsilä 12RT-flex-96C).

Виконано розрахунок примусової вентиляції приміщення машинного відділення, де розміщено двигун типу 12ДКРН 96/250 (Wärtsilä 12RT-flex-96C), за умов забезпечення санітарних норм праці екіпажу судна.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему: «Розрахунок суднового двигуна типу 12ДКРН 96/250 (Wärtsilä 12RT-flex-96C)» має усі зазначені в завданні та рекомендовані кафедрою ДВЗ, У та ТЕ розділи, а також креслення.

Було розглянуто особливості конструкції й режимів роботи суднового малооборотного дизельного двигуна типу 12ДКРН 96/250 (Wärtsilä 12RT-flex-96C).

Виконано розрахунок робочого циклу та побудовано індикаторні діаграми у системі координат $p - V/V_c$, $T - V/V_c$ та $T - S$. Виконано розрахунок кінематики та динаміки дизеля, а також побудовано графіки зміни сил, діючих на КШМ (сил від тиску газів ДВЗ, інерції, рушійної, бічної, радіальної та тангенціальної).

Проаналізовано основні матеріалів, що застосовуються для виготовлення колінчастих валів ДВЗ. На базі другого розділу виконано розрахунок та проектування колінчастого валу суднового двигуна Wärtsilä типу 12ДКРН 96/250 (12RT-flex-96C). Було встановлено, що усі напруги для представленої конструкції валу знаходяться у допустимих межах.

В останньому розділі кваліфікаційної роботи було розглянуто умови праці, техніку безпеки та шкідливі фактори, що впливають на судновий обслуговуючий персонал. Визначено певні заходи щодо поліпшення умов праці персоналу судна. Виконано розрахунок примусової механічної вентиляції приміщення машинного відділення, де розміщено двигун Wärtsilä типу 12ДКРН 96/250 (12RT-flex-96C), за умов забезпечення санітарних норм праці екіпажу судна.

					КРБ.142.4221.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 384 с.
2. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
3. Наливайко В. С. Характеристики двигунів внутрішнього згоряння та споживачів [текст] / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В. Г. Хоменко – Миколаїв: НУК, 2011. – 95 с.
4. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
5. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
6. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
7. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
9. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.
10. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.