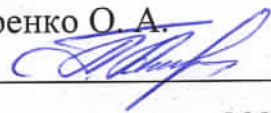


Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 51/60

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

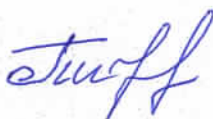
Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. С. Митрофанов

Здобувач освіти



Г. В. Півень

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

Півень Ганна Вікторівна

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 51/60

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 Прототип – судновий двигун 8ЧН 51/60, ефективна
потужність – 8400 кВт; частота обертання – 514 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції суднового дизельного двигуна 8ЧН 51/60. 2.
Розрахунок робочого циклу та динаміки суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60
(L51/60). 3. Розрахунок та проектування колінчастого валу суднового
середньообертового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60). 4. Розробка заходів з
охорони праці при експлуатації, обслуговуванні та ремонтуванні двигунів.

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

1. Поперечний розріз двигуна 8ЧН 51/60.
2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки двигуна 8ЧН 51/60.
3. Колінчастий вал дизеля 8ЧН 51/60.

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 першого розділу		
2.	Виконання другого розділу		
3.	Виконання третього розділу		
4.	Виконання четвертого розділу		

Здобувач освіти

_____ /Г. В. Півень /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

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

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота «*Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 51/60*» присвячена визначенню показників роботи та навантаженням деталей суднового дизельного двигуна, а також конструюванню й проектуванню колінчастого валу.

У роботі описано загальну конструкцію дизеля 8ЧН 51/60 (MAN 8L51/60), а також його складових елементів та деталей.

Виконано моделювання робочого циклу з визначенням енергетичних та економічних показників. Проведено кінематичний та динамічний розрахунки. Отримано ряд відповідних залежностей змінення параметрів робочого тіла та діючих у двигуні сил.

Розглянуто умови роботи, сили та навантаження, що діють на елементи групи колінчастий вал. Наведено основний перелік матеріали для виготовлення колінчастих валів дизелів. Виконано розрахунок на міцність колінчастого валу дизеля 8ЧН 51/60 (MAN 8L51/60).

Розглянуто основні принципи техніки безпеки та охорони праці для персоналу теплоходу під час виконання робіт з експлуатування, обслуговування й ремонтування енергетичної установки з ДВЗ та іншого допоміжного обладнання. Проведено розрахунок штучного освітлення в приміщенні теплоходу у якому розміщено двигун 8ЧН 51/60.

Робота виконана українською мовою та налічує 64 сторінки розрахунково-пояснювальної записки, а також має три додатки графічної частини.

Ключові слова: середньообертовий двигун; робочий цикл; кінематика; динаміка; міцність; колінчастий вал.

					КРБ.142.4227зст.25.07.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The qualification work «*Calculation of marine engine type 8CHN 51/60*» is devoted to the determination of performance indicators and loads of marine diesel engine parts, as well as the design and engineering of the crankshaft.

The paper describes the general design of the 8CHN 51/60 diesel engine (MAN 8L51/60), as well as its components and parts.

The modelling of the working cycle with the determination of energy and economic indicators is carried out. Kinematic and dynamic calculations were carried out. A number of relevant dependencies of changes in the parameters of the working body and the forces acting in the engine are obtained.

The working conditions, forces and loads acting on the elements of the crankshaft group are considered. The main list of materials for the manufacture of diesel crankshafts is given. The strength calculation of the crankshaft of the 8CHN 51/60 diesel engine (MAN 8L51/60) is performed.

The basic principles of safety and labour protection for ship personnel during the operation, maintenance and repair of a power plant with an internal combustion engine and other auxiliary equipment are considered. The calculation of artificial lighting in the ship's room where the 8CHN 51/60 engine is located is carried out.

The work is written in Ukrainian and consists of 64 pages of calculation and explanatory note, as well as three graphic appendices.

Key words: medium-speed engine; duty cycle; kinematics; dynamics; strength; crankshaft.

					КРБ.142.4227зсм.25.07.00.ПЗ	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 8ЧН 51/60	
1.1. Конструктивні особливості дизеля 8ЧН 51/60 (MAN 8L51/60).....	9
1.2. Висновок до розділу.....	16
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN ТИПУ 8ЧН 51/60 (L51/60)	
2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60).....	17
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки для номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60).....	28
2.3. Висновок до розділу.....	39
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ СУДНОВОГО СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДВИГУНА MAN ТИПУ 8ЧН 51/60 (L51/60)	
3.1. Особливості розрахунків на міцність суднових дизелів.....	40
3.2. Аналіз матеріалів, що застосовують при проектуванні та виготовленні колінчастих валів суднових дизелів.....	41
3.3. Розрахунок колінчастого валу суднового середньообертового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60).....	48
3.4. Висновок до розділу.....	56
Розділ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ОБСЛУГОВУВАННІ ТА РЕМОНТУВАННІ ДВИГУНІВ	
4.1. Базові положення з техніки безпеки і охорони праці для персоналу суден.....	57
4.2. Розрахунок штучного освітлення теплоходу.....	61
4.3. Висновок до розділу.....	62

ВИСНОВКИ.....	63
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	64

Додаток А. Поперечний розріз двигуна 8ЧН 51/60

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки двигуна 8ЧН 51/60

Додаток В. Колінчастий вал дизеля 8ЧН 51/60

					<i>КРБ.142.4227зст.25.07.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Суднові дизельні двигуни – це спеціалізовані двигуни, призначені для забезпечення руху суден і кораблів. Вони відрізняються від звичайних автомобільних та промислових дизелів завдяки своїй конструкції та робочим характеристикам. ДВЗ розроблені для експлуатації в складних морських умовах, де піддаються впливу солоної вологи, значним температурним коливанням і тривалій роботі під навантаженням.

Ці двигуни використовуються як для основного (пропульсивного) руху судна, так і для живлення допоміжного обладнання, такого як генератори електроенергії, компресори та насоси. Суднові дизельні двигуни мають особливості, які включають високий крутний момент при низьких обертах, що дозволяє ефективно використовувати енергію на повільних швидкостях. Крім того, вони можуть працювати на різних типах пального, включаючи важкі мазути, що робить їх універсальними та придатними для різних умов морської експлуатації.

Завдяки значному вдосконаленню технологій та електроніки, провідні виробники двигунів досягли істотного підвищення рівня форсування та економічності своїх двигунів. У двотактних малооборотних двигунах ступінь наддуву зріс до 3,5...3,8, що дозволило підвищити середній ефективний тиск до 15...17 бар, а максимальні тиски згоряння досягли 130 бар і більше. У чотиритактних двигунах середній ефективний тиск зріс з 15 до 27 бар, а максимальний тиск згоряння досяг 150...175 бар.

Цим досягненням передували дослідження, спрямовані на вдосконалення робочого процесу. Зокрема, були внесені зміни в організацію та управління процесом уприскування пального. Впроваджено акумуляторні системи паливоподачі та електронне управління фазами і тривалістю подачі. Максимальний тиск уприскування було підвищено до 1300...1800 бар, що значно поліпшило процеси змішування та згоряння пального.

Зазначені зміни зажадали внесення корективів в основи організації робочого процесу, а також проектування і конструювання самого двигуна.

					КРБ.142.4227зст.25.07.00.ПЗ	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 8ЧН 51/60

1.1. Конструктивні особливості дизеля 8ЧН 51/60 (MAN 8L51/60)

Судновий середньообертовий дизельний двигун 8ЧН 51/60 (8L51/60) виробництва двигунобудівної компанії MAN був уперше сертифікований ще у 2007 р. Цей дизель було спроектовано та розроблено для силових енергетичних установок в яких двигун працює з постійною частотою обертання тобто для дизель-генераторних установок.

В результаті проведеної фірмою подальшої модернізації вже у 2012 р. дизель 8ЧН 51/60 (рис. 1.1) пройшов наступну сертифікацію, яка дозволила використовувати ці дизеля у складі суднових енергетичних установок (СЕУ) з механічною дизель-редукторною передачею при застосуванні на судні гребних гвинтів з регульованим кроком (ГРК).



Рисунок 1.1. Судновий дизель 8ЧН 51/60 (MAN 8L51/60)

					КРБ.142.4227зст.25.07.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

Судновий дизельний двигун 8ЧН 51/60 (8L51/60) має 8 рядно розташованих робочих циліндрів, чотиритактний, з діаметром робочого циліндру $D=510$ мм та ходом поршня $S=600$ мм. Основні параметри двигуна 8L51/60 представлені у таблиці 1.1, а на рис. 1.2 – поперечний розріз.

Таблиця 1.1 – Параметри суднового дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Заводське маркування	–	MAN 8L51/60 DF
	Відповідає нормам / вимогам	–	IMO Tier II и III
2	Число циліндрів/розташування	–	8-L
3	Діаметр циліндра/хід поршня	мм	510 /600
4	Кількість робочих клапанів на один робочий циліндр	–	4
5	Розміщення клапанів	–	Верхнє
6	Робочій об'єм	л	122,5
7	Частота обертання	хв ⁻¹	500/514
8	Ефективна потужність	кВт	8400
9	Середній ефективний тиск (514/500)	МПа	2,19/2,25
10	Маса двигуна (суха)	т	153
11	Габаритні розміри: – довжина – ширина – висота	мм	10134 3165 5340
12	Відстань між робочими центрами	мм	820

Охолодження робочих циліндрів дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) (одноступінча-сте) відбувається прісною водою. Запуск дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) виконується за рахунок стиснутого повітря. Судновий дизель 8ЧН 51/60 (8L51/60) може працювати на рідкому паливі – типу MGO (DMZ, DMA), типу MDO (DMB), а також типу HFO (до можливої в'язкості у 700 мм²/с (сSt) за температури пального 50° С). Можлива тривала робота дизель 8ЧН 51/60 на мазуті можлива для діапазону навантажень – 20...100 %. Потужність дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) обмежена 100 % його номінальної потужності у разі його роботи на гребний гвинт. У разі роботи на генератор потужність обмежена – 110% від номінальної потужності двигуна. При цьому перевантаження більш 100 % від номіналу можливе лише короткочасно (нетривале). Короткочасність пов'язана з запобіганням просідання частоти

обертання під час можливого раптового різкого зростання навантаження на генератор.

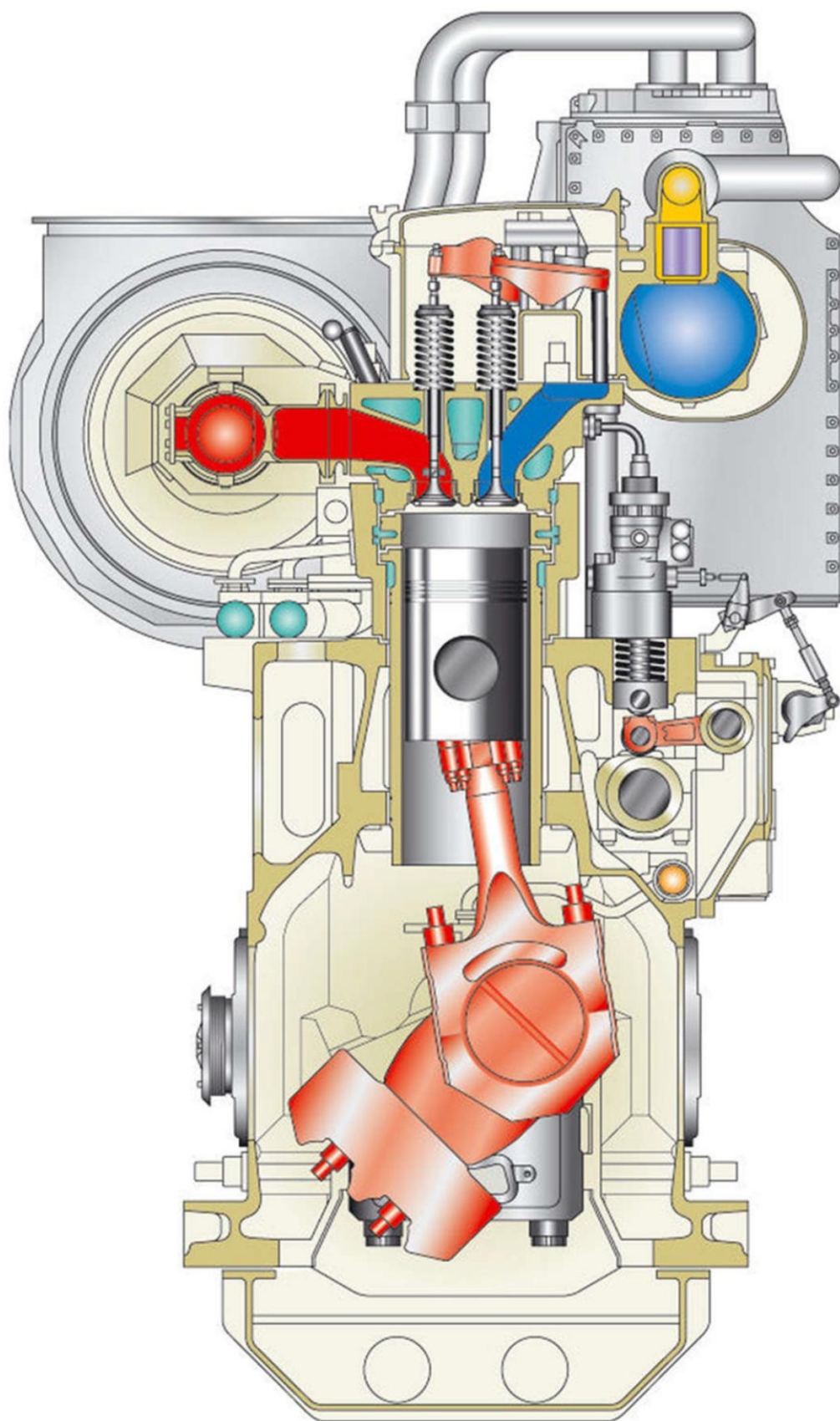


Рисунок 1.2 – Поперечний вигляд суднового дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.07.01.ПЗ

Аркуш

11

Усі компоненти дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) спроектовано та виготовлено таким чином, щоб забезпечити досягнення максимальної його надійності, витривалості, ремонтпридатності, простоти та дешевизни технічного обслуговування, а також якомога максимальних інтервалів між виконанням ремонтних робіт.

Верхня головка шатуна дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) має з роз'єм (морського типу) у верхній частині круглого стрижня. Така вдала конструкція шатуну (рис. 1.3) дає змогу легко демонтувати поршень з шатуном при ремонті. При цьому відпадає потреба в розбиранні морелевого підшипника.

На дизелі 8ЧН 51/60 (8L51/60) було максимально оптимізовано та покращено вкладиші шатунних підшипників, що забезпечило загальну експлуатаційну надійність, довговічність та безпеку.



Рисунок 1.2 – Шатун суднового дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60)

Запропонована конструкторами фірми MAN геометрія камери згоряння дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) забезпечує максимально оптимальне згоряння палива, як легкого так і важкого. Сумішоутворення у дизелі не розділене та об'ємне.

Блок-картер двигуна 8ЧН 51/60 (8L51/60) виконано досить жорстким (рис. 1.3). Блок-картер виготовляється литтям з подальшою механічною обробкою. Де-

талі остову для забезпечення жорсткості усієї конструкції стягуються анкерними зв'язками. У своєму моноблочному виконанні блок-картер двигуна 8ЧН 51/60 (8L51/60) анкерні зв'язки проходять від підвісного корінного підшипника до верхньої площини блок-картеру двигуна. Підвісна кришка корінного підшипника додатково фіксується з боку (у горизонтальній площині).

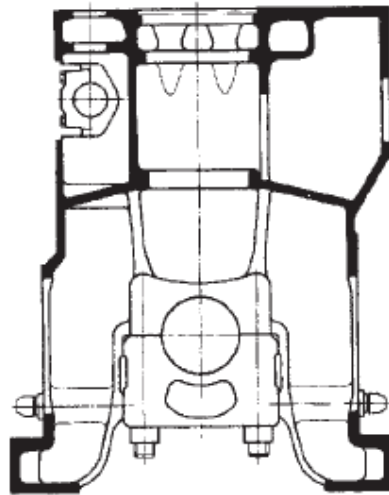


Рисунок 1.3 – Блок-картер суднового дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60)

Втулка робочого циліндра дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) виконана відцентровим литтям та є товстостінною – рис. 1.4.



Рисунок 1.4 – Циліндрова втулка дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60)

Така товстостінна конструкція унеможливорює зовнішню її деформацію та забезпечує максимально сприятливі умови для роботи поршня (великий термін

служби та значні проміжки між обслуговуваннями). Кожна така втулка встановлюється в індивідуальну сорочку яка разом з нею і утворює порожнину для циркуляції охолоджуючої рідини.

Робочий циліндр дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) закривається монолітною індивідуальною кришкою робочого циліндру (рис. 1.5). У кришці розміщують чотири клапани, форсунку, пусковий клапан, повітряні (газові) канали та порожнини охолодження. Кришка модернізована з метою зниження загальної ваги.



Рисунок 1.5 – Індивідуальна кришка робочого циліндра дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60)

На судновому дизелі 8ЧН 51/60 (8L51/60) застосовано складені поршні (рис. 1.6). Так, головка виготовлена з кованої жароміцної сталі, а тронк – з чавуну з кулястим графітом. Така конструкція забезпечує витримку механічних і теплових навантажень (головкою) з одночасним зниженням сил тертя (за рахунок чавунного тронку).



Рисунок 1.6 – Поршень суднового дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60)

Верхнє компресійне кільце дизелі 8ЧН 51/60 (8L51/60) має хромоване керамічне покриття. У покритті містяться спеціальні зносостійкі керамічними частками, які забезпечують досить високий рівень зносостійкості поверхонь кілець.

На двигуні 8ЧН 51/60 (8L51/60) застосовано випускні клапани з імпелером, що забезпечує автоматичне провертання за рахунок потоку відпрацьованих газів (ВГ). Провертання забезпечує рівномірне зношення клапану ГРМ.

Посадка клапану здійснюється у спеціально посилене сидло, що має примусове охолодження прісною водою внутрішнього контуру. Примусове охолодження забезпечує підтримку низької температури випускних клапанів дизеля.

Система повітропостачання дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) відноситься до наддуву з постійним тиском. У ній застосовано досить сучасний турбонагнітач – ТСА. Цей нагнітач має значний ресурс підшипників ротора.

Система повітропостачання дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) забезпечує ефективне та максимально повне згоряння циклової дози палива, при цьому таке згоряння забезпечує низький тепловий рівень навантаженням на елементи двигуна. Високий ККД турбонагнітача ТСА при малому перепаді тисків забезпечує максимально ефективну роботу дизеля на частковому навантаженні. На двигуні типу 8ЧН 51/60 (8L51/60) рядного виконання застосовують один турбонагнітач (для V-подібних – два).

Паливна система дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) є досить сучасною та ефективною. Так на дизелі застосовано систему Common Rail. Ця акумуляторна система дозволяє гнучко виконувати регулювання часу упорскування та тривалість упорскування, а також забезпечувати певний вигляд характеристики упорскування для кожного циліндра.

Суднове виконання дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) може безпечно експлуатуватися у наведеному на рис. 1.7 діапазоні усталених режимів роботи.

При експлуатації дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) за цими характеристиками для забезпечення його захисту від перевантаження потрібно обов’язково передбачити постійний контроль навантаження. Також необхідно врахувати втрати потужності дизелем при передачі його потужності, наприклад, за допомогою редуктору.

					КРБ.142.4227зст.25.07.01.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

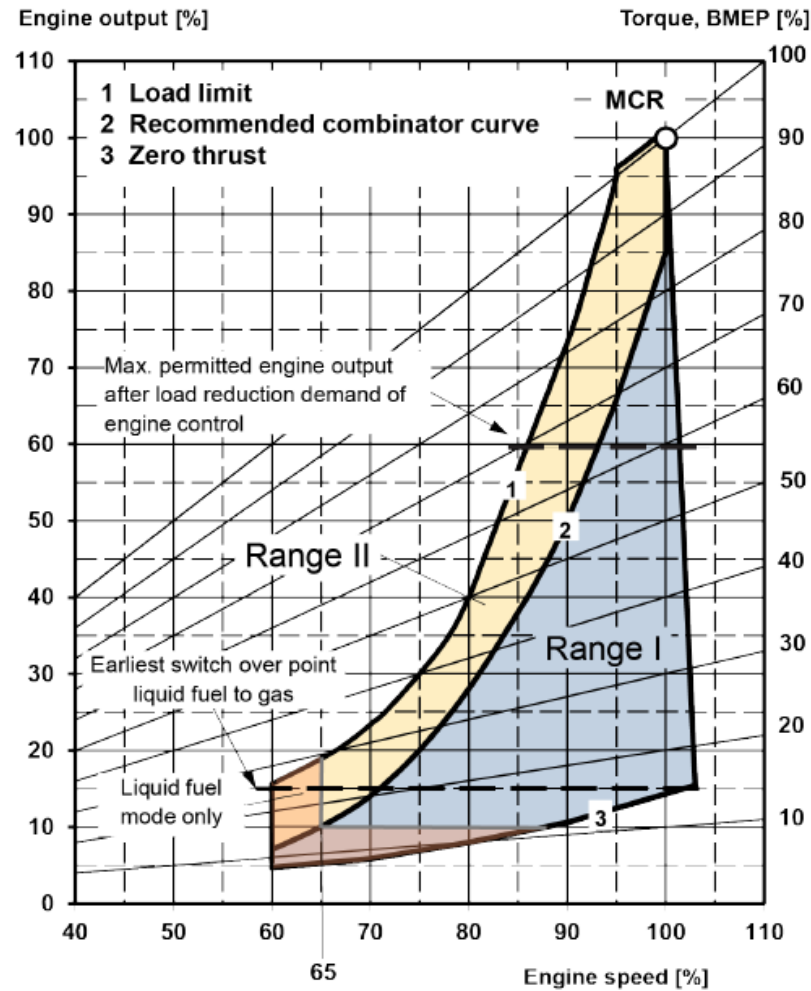


Рисунок 1.7 – Експлуатаційне поле допустимих усталених режимів роботи суднового дизеля 8ЧН 51/60 (8L51/60) виробництва двигунобудівної компанії MAN при його роботі на гвинт регульованого кроку (ГРК):

I – робочий діапазон для можливої безперервної роботи дизеля 8L51/60;

II – робочий діапазон, що є тимчасово припустимим для двигуна (наприклад, при прискоренні або маневруванні); *MCR* – максимально допустимий безперервний номінал експлуатації дизеля 8L51/60

1.2. Висновок до розділу

Середньообертовий судновий дизель 8ЧН 51/60 (8L51/60) виробництва двигунобудівної компанії MAN є сучасним, досить надійним та високо економічним двигуном з низьким рівнем шкідливих викидів. Потенціал форсування, закладений інженерами фірми MAN, є не повністю розкритим і тому двигун безумовно перспективним для подальшої модернізації.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.07.01.ПЗ

Аркуш

16

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN ТИПУ 8ЧН 51/60 (L51/60)

2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

Розрахунок робочого циклу суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) у кваліфікаційній роботі робиться для отримання усіх основних параметрів і показників робочого циклу суднового середньообертового рядного дизеля, що у подальшому будуть основою для виконання інших розділів цієї роботи.

Незважаючи на деякі спрощення реальних процесів у розрахунковому робочому циклі, метод теплового розрахунку професора Гриневецького В. І. забезпечує достатню точність та достовірність отриманих даних для виконання практичних інженерних розрахунків при проектуванні та конструюванні ДВЗ. У моделі розрахунку Гриневецького все це досягається за рахунок включення у неї низки емпіричних коефіцієнтів, отриманих з різних двигунів. Такі коефіцієнти дозволяють врахувати реальні умови проходження процесів циклу у циліндрі двигуна. Модель професора Гриневецького В. І. з певним часом була вдосконалена та трохи поточнена іншим відомим вітчизняним вченим – професором Є. К. Мазінгом. На даний час методика розрахунку циклу ДВЗ іменується, як Гриневецького-Мазінга.

Модель теплового розрахунку поршневого ДВЗ Гриневецького-Мазінга надає можливість вирішити такі базові завдання з теорії та проектування двигунів:

1. Встановити усі параметри стану (температура T , тиск P) робочого тіла в характерних точках (початок та кінець стиснення, згоряння, розширення) розрахункового циклу та побудувати теоретичну індикаторну діаграму, максимально наближену до експериментальної, яка фактично є основою для виконання динамічного розрахунку ДВЗ.

2. Отримати значення усіх параметрів, що безпосередньо характеризують ефективність та досконалість протікання певних процесів робочого циклу і надати уявлення про вплив на них реальних факторів.

3. Розрахувати усі індикаторні та ефективні показники двигуна, що характеризують його досконалість у енергоперетворенні палива у роботу.

4. Встановити основні розміри майбутнього двигуна (діаметр циліндра $D_{\text{ц}}$ та хід поршня $S_{\text{п}}$), за яких ДВЗ може забезпечити задану номінальну ефективну потужності при потрібних обертах.

5. Для дизельних двигунів із газотурбінним наддувом встановити усі параметри робочого тіла в турбінній та компресорній частинах ТК, а також усі необхідні показники та параметри для виконання газодинамічного розрахунку, а також визначення усіх базових розмірів й профілювання проточної частини компресора.

6. Результати теплового розрахунку поршневого ДВЗ є основою для визначення теплового балансу, потрібного для подальшого проектування насосів та теплообмінних апаратів (охолоджувачів надувного повітря, води та мастила), а також утилізаційних установок.

Розрахунок робочого циклу суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) за моделлю Гриневецького-Мазінга реалізується у загальновідомому та зручному середовищі математичного програмування – MathCAD. Розрахункова програма надається кафедрою ДВЗ, У та ТЕ.

Вихідні дані для моделювання номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) надано у табл. 2.1. При заповненні таблиці 2.1 було використано дані з інструкцій по експлуатації дизеля, відповідна література з теорії ДВЗ та завдання на бакалаврську роботу.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для моделювання номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N_e , кВт	8400,00
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	514,00
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,10130
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	298,00

					КРБ.142.4227 зм. 25.07.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		18

5	Тиск наддуву	p_k , МПа	0,3800
6	Коефіцієнт продувки	φ_a	1,0500
7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,0300
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,920
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,970
10	Ступінь стиску	ε	15,000
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,2500
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	ΔT_a , К	20,000
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	φ_n	0,000
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,9800
15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,9100
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$	0,840
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox} , МПа	0,00400
18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,9100
19	Температура залишкових газів	T_r , К	780,00
20	Масовий склад палива (кг/кг)	$C / H / S / O$	0,870 / 0,126 / 0 / 0,0040
21	Нижча теплота згоряння палива	$Q_{нз}$, кДж/кг	42700,000
22	Кількість циліндрів	i	8
23	Діаметр циліндра	D_u , м	0,510
24	Хід поршня	S_n , м	0,600
25	Коефіцієнт тактності	z	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α	2,6905
27	Показник адіабати повітря	k_b	1,400
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$	0,83
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$	0,940
30	Температура охолоджуючої рідини на вході	T_w , К	300
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,9800
32	Відношення тисків перед турбіною до тиску за компресором	ψ_t	0,8683

Розрахунок процесу наповнення при моделюванні номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) здійснено у MathCAD, а отримані результати наведені у табл. – 2.2.

Таблиця 2.2 – Процес наповнення суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k , К	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	461,0250
2	Температура повітря перед двигуном	T_s , К	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	314,492000

3	Температура заряду наприкінці процесу наповнення	T_a, K	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	347,46800
4	Тиск повітря перед двигуном	$P_s, \text{МПа}$	$P_s = P_k - \Delta P_{\text{ох.}}$	0,3760010
5	Тиск заряду наприкінці процесу наповнення	$P_a, \text{МПа}$	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,3680081
6	Коефіцієнт наповнення циліндру	η_H	$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H)$	0,92301071

Розрахунок процесу стиснення при моделюванні номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) здійснено у MathCAD, а отримані результати наведені у табл. – 2.3.

Таблиця 2.3 – Розрахунок процесу стиснення суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Середня мольна ізохорна теплоємність повітря	$c'_v, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{K})$	$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$	—
2	Середня мольна ізохорна теплоємність чистих ВГ	$c''_v, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{K})$	$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	—
3	Теплоємність суміші повітря та ВГ на ході стиску	$c''_{vc}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{K})$	$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,0025120100; a_{vc} = 19,273010001$	—
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})}$	1,362000011
5	Тиск наприкінці стиску	$P_c, \text{МПа}$	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	14,72401110
6	Температура наприкінці стиску	T_c, K	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$	925,6050401

Розрахунок процесу згоряння при моделюванні номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) здійснено у MathCAD, а отримані результати наведені у табл. – 2.4.

Таблиця 2.4 – Розрахунок процесу згоряння суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Кількість повітря	L , кмоль/кг	$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,33100
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,023800
3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,023100
4	Частка палива, яка згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,948010
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,022041
6	Теоретична кількість повітря	L_0 , кмоль/кг	$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0.495000
7	Приріст об'єму продуктів згоряння	ΔM	$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$	0.031600
8	Середня мольна ізохорна теплоємність у z	c''_{vz} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,7039700000010; b_z = 0,00290000000010$	—
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у b	c_{vb} , кДж/(кмоль·К)	$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 19,726860000001; b_b = 0,0029240000001$	—
10	Максимальна температура	T_z , К	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1726,764
11	Максимальний тиск	P_z , МПа	$P_z = \lambda \cdot P_c$	18,40500

Розрахунок процесу розширення при моделюванні номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) здійснено у MathCAD, а отримані результати наведені у табл. – 2.5.

Таблиця 2.5 – Розрахунок процесу розширення суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,525000
2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	9,83500
3	Показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_f) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{0z} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{0b} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,285000
4	Температура наприкінці процесу	T_b, K	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	899,3410
5	Тиск наприкінці процесу	P_b, MPa	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	0,97500

Розрахунок індикаторних та ефективних показників при моделюванні номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) здійснено у MathCAD, а отримані результати наведені у табл. – 2.6.

Таблиця 2.6 – Індикаторні та ефективні показники суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i, MPa	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	2,24100
2	Дійсний середній індикаторний тиск	P_i, MPa	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	2,196000
3	Індикаторна питома витрата палива	$g_i, \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,16300
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,516000
5	Середній ефективний тиск	P_e, MPa	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	1,999981
6	Ефективний ККД двигуна	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,47101
7	Питома ефективна витрата палива	$g_e, \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,17940
8	Ефективна потужність двигуна	$N_e \text{ кВт}$	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	8401,331

9	Похибка визначення потужності	$\Delta N, \%$	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,00160
---	-------------------------------	----------------	-------------------------------------	---------

Розрахунок балансу турбокомпресора при моделюванні номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) здійснено у MathCAD, а отримані результати наведені у табл. – 2.7.

Таблиця 2.7 – Розрахунок балансу турбокомпресора суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Витрата повітря	$G, \text{кг/с}$	$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	16,95100
2	Витрата ВГ	$G_t, \text{кг/с}$	$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	17,36900
3	Тиск ВГ перед турбіною	$P_r, \text{МПа}$	$P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,330002
4	Температура газу перед турбіною	$T_t, \text{К}$	$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	707,1260
5	Загальна кількість ВГ	$M_s, \text{кмоль}$	$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,363012
6	Універсальна газова стала для ВГ	$R_t, \text{Дж/кг} \cdot \text{К}$	$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,5440
7	Показник адіабати розширення ВГ в турбіні	k_t	$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,381101
8	Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	$\Pi_k = \left[\frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_b}{k_b - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$	3,75200
9	Дійсний тиск наддуву	$P_{kd}, \text{МПа}$	$P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0$	0,38010
10	Похибка визначення тиску наддуву	$\Delta P_k, \%$	$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,03000

За результатом розрахунку номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60), застосовуючи відповідні для цього залежності –

$$p = \frac{P_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}} \text{ і } p = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}, \text{ визначається (табл. 2.8, 2.9) та будується теоретична інди-}$$

торна діаграма у $p - V / V_c$ координатах (рис. 2.1). Координати діаграми розраховуються з застосуванням відповідної програми реалізованої у Microsoft Excel.

Таблиця 2.8 – Початкові дані розрахунку $p-V/V_c$ діаграми номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

Параметри розрахунку											
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	ε
0,33	0,368	0,376	0,38	0,975	14,724	18,405	1,362	1,285	1,525	9,835	15

Таблиця 2.9 – Координати $p - V / V_c$ діаграми номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

№ з.п.	Координати $p - V / V_c$ діаграми		
	(V/V_c)	$P_{\text{стис.}}$, МПа	$P_{\text{розш.}}$, МПа
1	1	14,724	18,405
2	1,525	8,287285	18,405
3	2,234211	4,926277	11,26712
4	2,943421	3,384144	7,906099
5	3,652632	2,522067	5,990858
6	4,361842	1,980594	4,769377
7	5,071053	1,613178	3,929945
8	5,780263	1,349749	3,321505
9	6,489474	1,152913	2,862519
10	7,198684	1,00103	2,505344
11	7,907895	0,880779	2,22039
12	8,617105	0,783544	1,988374
13	9,326316	0,703527	1,796222
14	10,03553	0,63669	1,634777
15	10,74474	0,580146	1,497445
16	11,45395	0,531776	1,379368
17	12,16316	0,489996	1,276889
18	12,87237	0,453598	1,187207
19	13,58158	0,421646	1,108145
20	14,29079	0,393404	1,037983
21	15	0,36829	0,97535

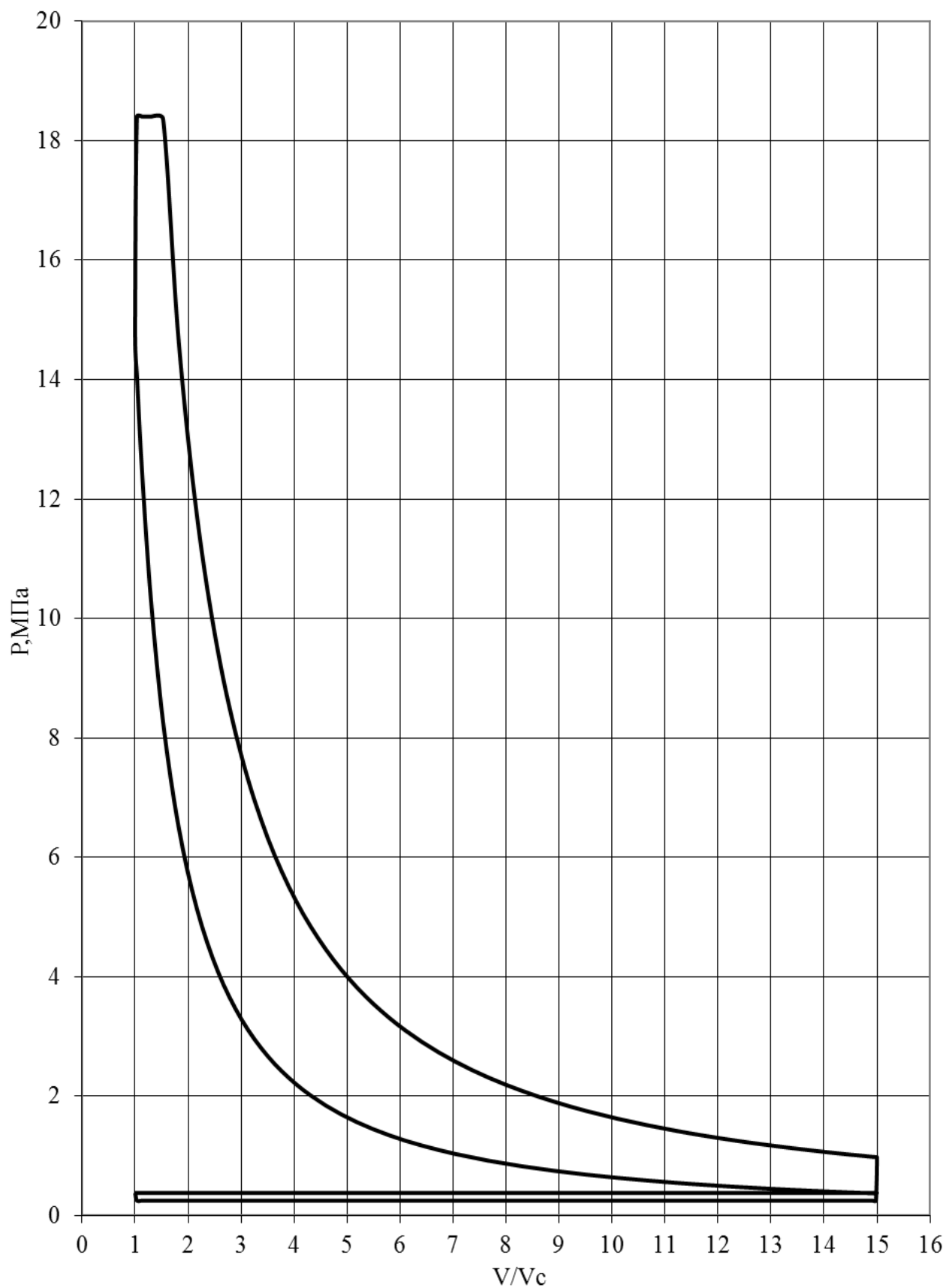


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма номінального режиму суднового двигуна
MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.07.02.ПЗ

Аркуш

25

За результатом розрахунку номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60), застосовуючи відповідні для цього залежності –

$$T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}}, \quad T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad \text{та} \quad T_y = T_c \lambda, \quad \text{визначається (табл. 2.10, 2.11) та будується теоре-}$$

тична індикаторна діаграма у $T - V / V_c$ координатах (рис. 2.2). Координати діаграми розраховуються з застосуванням відповідної програми реалізованої у Microsoft Excel.

Таблиця 2.10 – Початкові дані розрахунку $T - V / V_c$ діаграми номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

Параметри для розрахунку							
T_r, K	T_a, K	T_s, K	T_k, K	T_b, K	T_c, K	T_z, K	λ
707,126	347,2468	314,492	461,025	899,341	925,605	1726,764	1,25

Таблиця 2.11 – Координати $T - V / V_c$ діаграми номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

№ з.п.	Координати точок $T - V / V_c$ діаграми		
	(V/V_c)	$T_{ст}, K$	$T_{розш}, K$
1	1	925,605	1157,006
2	1,525	794,4782	1726,764
3	2,234211	691,8991	1548,69
4	2,943421	626,1828	1431,667
5	3,652632	579,1117	1346,239
6	4,361842	543,0817	1279,85
7	5,071053	514,257	1226,061
8	5,780263	490,4567	1181,163
9	6,489474	470,3334	1142,839
10	7,198684	453,0019	1109,552
11	7,907895	437,8523	1080,233
12	8,617105	424,4484	1054,112
13	9,326316	412,4684	1030,617
14	10,03553	401,6689	1009,313
15	10,74474	391,8617	989,8607
16	11,45395	382,8987	971,9919
17	12,16316	374,6614	955,4912
18	12,87237	367,0535	940,1826
19	13,58158	359,996	925,9213
20	14,29079	353,4234	912,5861
21	15	347,2807	900,0754

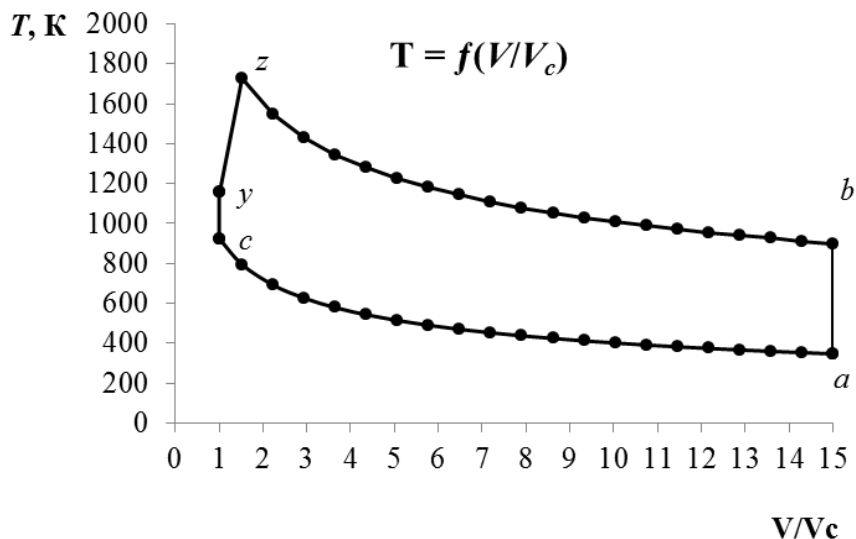


Рисунок 2.2 – Індикаторна ($T - V/V_c$) діаграма номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

За результатом розрахунку номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60), застосовуючи відповідні для цього залежності –

$$S = \left[c_{pi} \cdot \ln \left(\frac{T_{сж}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{сж}}{p_0} \right) \right], \quad S = \left[c_{pi} \cdot \ln \left(\frac{T_{раси}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{раси}}{p_0} \right) \right]$$

за якими будується теоретична індикаторна діаграма у $T - S$ координатах (рис. 2.3). Координати діаграми розраховуються з застосуванням відповідної програми реалізованої у Microsoft Excel.

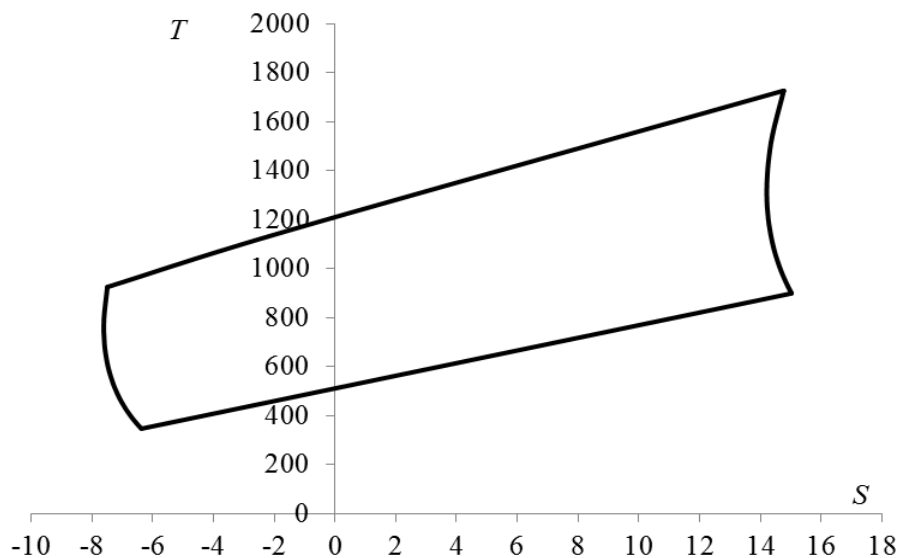


Рисунок 2.3 – Індикаторна ($T - S$) діаграма номінального режиму суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.07.02.ПЗ

Аркуш

27

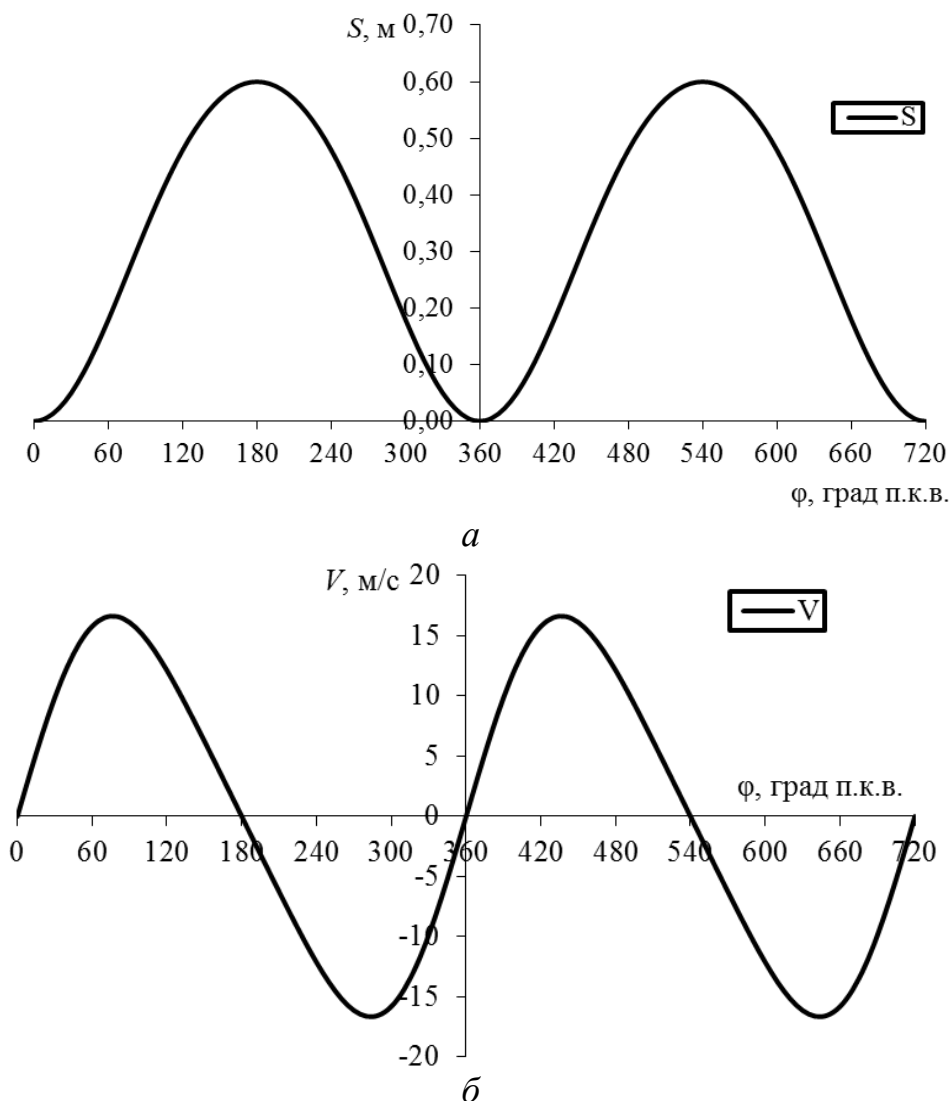
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки для номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

Розрахунок кінематики для номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) полягає у розрахунку та побудові залежностей переміщення поршня S^φ , швидкості V^φ , а також прискорення J^φ . Ці залежності можна отримати скориставшись залежностями:

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

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

Результати такого розрахунку для номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) представлено у табл. 2.12, а вигляд самих кінематичних залежностей – на рис. 2.4.



Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.07.02.ПЗ

Аркуш

28

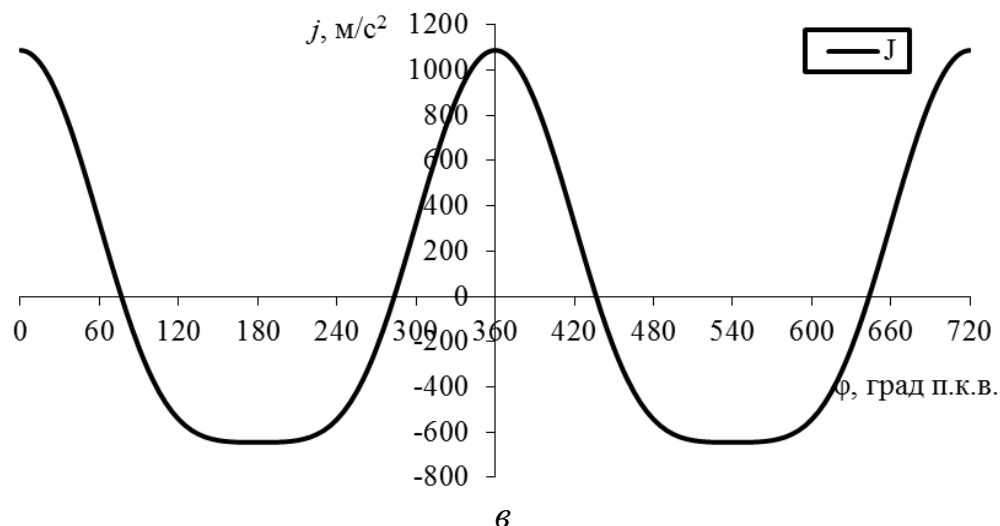


Рисунок 2.4 – Діаграми кінематики для номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60): $a - S^\varphi$; $b - V^\varphi$; $c - J^\varphi$

Таблиця 2.12 – Координати точок діаграм для номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

φ°	$S, \text{ м}$	s	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
0	0,000	0,000	0,000	1088,194
5	0,001	0,005	1,764	1081,694
10	0,006	0,019	3,507	1062,299
15	0,013	0,043	5,209	1030,320
20	0,023	0,075	6,848	986,275
25	0,035	0,117	8,407	930,881
30	0,050	0,166	9,867	865,053
35	0,067	0,223	11,212	789,887
40	0,086	0,287	12,428	706,651
45	0,107	0,358	13,503	616,762
50	0,130	0,433	14,428	521,758
55	0,154	0,514	15,195	423,268
60	0,179	0,598	15,800	322,971
65	0,205	0,684	16,242	222,548
70	0,232	0,773	16,522	123,635
75	0,259	0,863	16,643	27,768
80	0,286	0,953	16,612	-63,665
85	0,313	1,043	16,437	-149,469
90	0,339	1,131	16,127	-228,681
95	0,365	1,217	15,695	-300,592
100	0,390	1,300	15,153	-364,759
105	0,414	1,381	14,512	-421,007
110	0,437	1,457	13,787	-469,405
115	0,459	1,530	12,990	-510,243
120	0,479	1,598	12,133	-543,995
125	0,498	1,661	11,226	-571,274
130	0,516	1,719	10,281	-592,792
135	0,532	1,772	9,304	-609,313
140	0,546	1,820	8,305	-621,617

145	0,558	1,862	7,289	-630,466
150	0,569	1,898	6,261	-636,576
155	0,579	1,929	5,225	-640,595
160	0,586	1,955	4,183	-643,088
165	0,592	1,975	3,139	-644,529
170	0,597	1,989	2,094	-645,291
175	0,599	1,997	1,047	-645,640
180	0,600	2,000	0,000	-645,738
185	0,599	1,997	-1,047	-645,640
190	0,597	1,989	-2,094	-645,291
195	0,592	1,975	-3,139	-644,529
200	0,586	1,955	-4,183	-643,088
205	0,579	1,929	-5,225	-640,595
210	0,569	1,898	-6,261	-636,576
215	0,558	1,862	-7,289	-630,466
220	0,546	1,820	-8,305	-621,617
225	0,532	1,772	-9,304	-609,313
230	0,516	1,719	-10,281	-592,792
235	0,498	1,661	-11,226	-571,274
240	0,479	1,598	-12,133	-543,995
245	0,459	1,530	-12,990	-510,243
250	0,437	1,457	-13,787	-469,405
255	0,414	1,381	-14,512	-421,007
260	0,390	1,300	-15,153	-364,759
265	0,365	1,217	-15,695	-300,592
270	0,339	1,131	-16,127	-228,681
275	0,313	1,043	-16,437	-149,469
280	0,286	0,953	-16,612	-63,665
285	0,259	0,863	-16,643	27,768
290	0,232	0,773	-16,522	123,635
295	0,205	0,684	-16,242	222,548
300	0,179	0,598	-15,800	322,971
305	0,154	0,514	-15,195	423,268
310	0,130	0,433	-14,428	521,758
315	0,107	0,358	-13,503	616,762
320	0,086	0,287	-12,428	706,651
325	0,067	0,223	-11,212	789,887
330	0,050	0,166	-9,867	865,053
335	0,035	0,117	-8,407	930,881
340	0,023	0,075	-6,848	986,275
345	0,013	0,043	-5,209	1030,320
350	0,006	0,019	-3,507	1062,299
355	0,001	0,005	-1,764	1081,694
360	0,000	0,000	0,000	1088,194
365	0,001	0,005	1,764	1081,694
370	0,006	0,019	3,507	1062,299
375	0,013	0,043	5,209	1030,320
380	0,023	0,075	6,848	986,275
385	0,035	0,117	8,407	930,881
390	0,050	0,166	9,867	865,053
395	0,067	0,223	11,212	789,887
400	0,086	0,287	12,428	706,651
405	0,107	0,358	13,503	616,762

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.07.02.ПЗ

Аркуш

30

410	0,130	0,433	14,428	521,758
415	0,154	0,514	15,195	423,268
420	0,179	0,598	15,800	322,971
425	0,205	0,684	16,242	222,548
430	0,232	0,773	16,522	123,635
435	0,259	0,863	16,643	27,768
440	0,286	0,953	16,612	-63,665
445	0,313	1,043	16,437	-149,469
450	0,339	1,131	16,127	-228,681
455	0,365	1,217	15,695	-300,592
460	0,390	1,300	15,153	-364,759
465	0,414	1,381	14,512	-421,007
470	0,437	1,457	13,787	-469,405
475	0,459	1,530	12,990	-510,243
480	0,479	1,598	12,133	-543,995
485	0,498	1,661	11,226	-571,274
490	0,516	1,719	10,281	-592,792
495	0,532	1,772	9,304	-609,313
500	0,546	1,820	8,305	-621,617
505	0,558	1,862	7,289	-630,466
510	0,569	1,898	6,261	-636,576
515	0,579	1,929	5,225	-640,595
520	0,586	1,955	4,183	-643,088
525	0,592	1,975	3,139	-644,529
530	0,597	1,989	2,094	-645,291
535	0,599	1,997	1,047	-645,640
540	0,600	2,000	0,000	-645,738
545	0,599	1,997	-1,047	-645,640
550	0,597	1,989	-2,094	-645,291
555	0,592	1,975	-3,139	-644,529
560	0,586	1,955	-4,183	-643,088
565	0,579	1,929	-5,225	-640,595
570	0,569	1,898	-6,261	-636,576
575	0,558	1,862	-7,289	-630,466
580	0,546	1,820	-8,305	-621,617
585	0,532	1,772	-9,304	-609,313
590	0,516	1,719	-10,281	-592,792
595	0,498	1,661	-11,226	-571,274
600	0,479	1,598	-12,133	-543,995
605	0,459	1,530	-12,990	-510,243
610	0,437	1,457	-13,787	-469,405
615	0,414	1,381	-14,512	-421,007
620	0,390	1,300	-15,153	-364,759
625	0,365	1,217	-15,695	-300,592
630	0,339	1,131	-16,127	-228,681
635	0,313	1,043	-16,437	-149,469
640	0,286	0,953	-16,612	-63,665
645	0,259	0,863	-16,643	27,768
650	0,232	0,773	-16,522	123,635
655	0,205	0,684	-16,242	222,548
660	0,179	0,598	-15,800	322,971
665	0,154	0,514	-15,195	423,268
670	0,130	0,433	-14,428	521,758

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.07.02.ПЗ

Аркуш

31

675	0,107	0,358	-13,503	616,762
680	0,086	0,287	-12,428	706,651
685	0,067	0,223	-11,212	789,887
690	0,050	0,166	-9,867	865,053
695	0,035	0,117	-8,407	930,881
700	0,023	0,075	-6,848	986,275
705	0,013	0,043	-5,209	1030,320
710	0,006	0,019	-3,507	1062,299
715	0,001	0,005	-1,764	1081,694
720	0,000	0,000	0,000	1088,194

Динамічний розрахунок для номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) здійснюється для отримання усіх залежностей дії сил, що виникають у двигуні. На першому етапі розрахунку динаміки визначається рушійна сила в функції від повороту колінвалу $P_{dv}=f(\varphi)$. Вона є сумою двох сил ($P_{dv} = P_z + P_j$), а саме – сили від тиску газів P_z , яка отримана при моделюванні робочого циклу та сили інерції P_j , яка визначається з використанням кінематичного розрахунку. Сили інерції визначаються, як:

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

де $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

Одержавши залежність $P_{dv} = f(\varphi)$ відповідно можна розрахувати і інші сили та моменти від них. Сила P_{dv} розкладається на декілька складових за схемою, наведеною нижче на рисунку 2.5.

Усі складові (див. схему рис. 2.5) визначаються в залежності від п.к.в. та кута β (відхилення шатуна від осі) за такими формулами:

$$\text{бічна} - N = P_z \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н};$$

$$\text{сила, що діє по шатуну} - Q = P_z \cdot \frac{1}{\cos \beta}, \text{ Н};$$

$$\text{радіальна} - Z = P_z \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н};$$

$$\text{дотична (тангенційна)} - T = P_z \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta}, \text{ Н}.$$

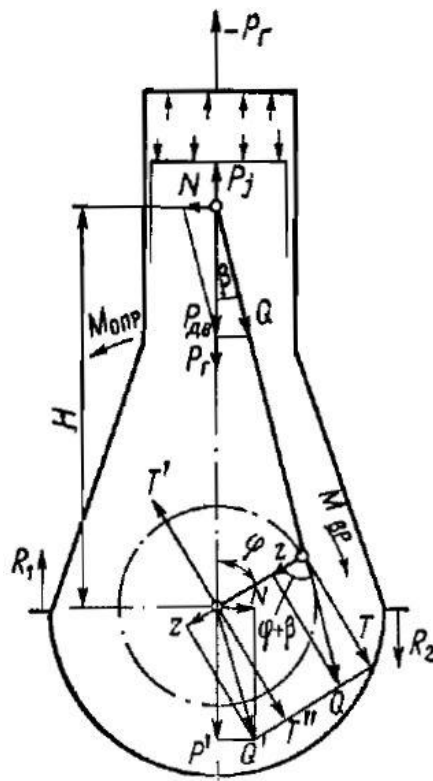


Рисунок 2.5 – Схема дії сил рядного двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

Динамічний розрахунок для номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) у роботі виконано із застосуванням програми написаній у Microsoft Excel, а самі результати подаються нижче у табл. 2.13 й рисунках 2.6, а також 2.7.

Таблиця 2.13 – Динамічний розрахунок номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

φ°	p_r , МПа	P_r , Н	P_j , Н	P_{dv} , Н	N , Н	Z , Н	T , Н
0	0,376	76807,8	-389573,4	-333193,2	0,0	-333193,2	0,0
5	0,376	76807,8	-387246,5	-330866,3	-7412,9	-328961,2	-36221,6
10	0,376	76807,8	-380303,0	-323922,8	-14470,3	-316489,0	-70499,1
15	0,376	76807,8	-368854,6	-312474,4	-20830,8	-296435,7	-100995,4
20	0,376	76807,8	-353086,3	-296706,1	-26181,6	-269858,0	-126082,1
25	0,376	76807,8	-333255,5	-276875,3	-30251,2	-238149,6	-144429,5
30	0,376	76807,8	-309689,0	-253308,8	-32822,3	-202960,7	-155079,3
35	0,376	76807,8	-282779,6	-226399,5	-33742,0	-166102,0	-157497,2
40	0,376	76807,8	-252981,2	-196601,0	-32930,2	-129438,0	-151598,7
45	0,376	76807,8	-220800,7	-164420,5	-30385,5	-94777,0	-137748,6
50	0,376	76807,8	-186789,2	-130409,0	-26186,6	-63765,2	-116731,5
55	0,376	76807,8	-151529,9	-95149,7	-20490,3	-37791,0	-89694,9
60	0,376	76807,8	-115623,6	-59243,4	-13525,0	-17908,7	-58068,8
65	0,376	76807,8	-79672,3	-23292,1	-5578,7	-4787,7	-23467,5

70	0,376	76807,8	-44261,3	12118,9	3016,0	1310,8	12419,5
75	0,376	76807,8	-9940,9	46439,3	11900,8	524,1	47937,1
80	0,376	76807,8	22792,1	79172,3	20712,5	-6649,7	81566,2
85	0,376	76807,8	53510,0	109890,2	29104,3	-19416,0	112008,7
90	0,376	76807,8	81867,8	138248,0	36764,6	-36764,6	138248,0
95	0,376	76807,8	107611,8	163991,9	43433,1	-57560,7	159582,5
100	0,376	76807,8	130583,8	186964,0	48912,3	-80635,1	175630,0
105	0,376	76807,8	150720,4	207100,6	53072,5	-104865,7	186307,6
110	0,376	76807,8	168046,8	224427,0	55852,6	-129242,8	191789,7
115	0,376	76807,8	182667,0	239047,2	57253,9	-152915,3	192453,8
120	0,376	76807,8	194750,2	251130,4	57331,8	-175215,9	188819,4
125	0,376	76807,8	204516,3	260896,4	56183,6	-195666,9	181488,3
130	0,376	76807,8	212219,6	268599,8	53935,7	-213969,8	171090,2
135	0,376	76807,8	218134,2	274514,3	50731,2	-229983,4	158238,6
140	0,376	76807,8	222539,1	278919,2	46718,3	-243694,5	143497,5
145	0,376	76807,8	225707,0	282087,2	42041,5	-255186,3	127360,2
150	0,376	76807,8	227894,2	284274,4	36834,6	-264606,1	110237,5
155	0,376	76807,8	229332,8	285713,0	31216,8	-272136,7	92455,5
160	0,376	76807,8	230225,6	286605,8	25290,3	-277971,1	74259,8
165	0,376	76807,8	230741,5	287121,7	19140,7	-282292,3	55824,1
170	0,376	76807,8	231014,0	287394,2	12838,5	-285257,4	37262,0
175	0,376	76807,8	231139,0	287519,2	6441,8	-286986,5	18641,7
180	0,376	76807,8	231174,2	287554,4	0,0	-287554,4	0,0
185	0,369	75309,0	231139,0	286020,3	-6408,2	-285490,4	-18544,5
190	0,371	75717,6	231014,0	286304,0	-12789,8	-284175,4	-37120,7
195	0,374	76407,2	230741,5	286721,1	-19114,0	-281898,4	-55746,2
200	0,379	77390,7	230225,6	287188,7	-25341,7	-278536,4	-74410,9
205	0,385	78686,9	229332,8	287592,2	-31422,1	-273926,6	-93063,6
210	0,393	80321,3	227894,2	287787,9	-37289,9	-267876,6	-111600,0
215	0,403	82326,7	225707,0	287606,1	-42864,0	-260178,9	-129851,9
220	0,415	84744,8	222539,1	286856,2	-48047,8	-250629,1	-147580,9
225	0,429	87627,5	218134,2	285334,0	-52730,8	-239047,9	-164475,4
230	0,446	91039,6	212219,6	282831,6	-56793,5	-225307,0	-180155,4
235	0,465	95061,2	204516,3	279149,9	-60114,4	-209356,6	-194186,0
240	0,489	99791,8	194750,2	274114,4	-62578,9	-191252,1	-206100,6
245	0,516	105354,9	182667,0	267594,2	-64091,1	-171176,5	-215436,7
250	0,548	111904,6	168046,8	259523,9	-64587,0	-149454,3	-221782,6
255	0,586	119634,5	150720,4	249927,3	-64047,5	-126551,1	-224834,5
260	0,630	128788,8	130583,8	238945,0	-62511,2	-103053,9	-224459,9
265	0,684	139678,5	107611,8	226862,6	-60084,4	-79628,1	-220762,6
270	0,748	152702,2	81867,8	214142,4	-56947,4	-56947,4	-214142,4
275	0,824	168376,2	53510,0	201458,7	-53356,2	-35594,9	-205342,3
280	0,917	187375,1	22792,1	189739,6	-49638,4	-15936,4	-195476,6
285	1,031	210589,0	-9940,9	180220,5	-46184,1	2034,1	-186033,0
290	1,171	239204,9	-44261,3	174515,9	-43431,3	18875,9	-178845,7
295	1,345	274820,9	-79672,3	174721,0	-41847,2	35913,9	-176036,4
300	1,565	319609,6	-115623,6	183558,4	-41905,4	55488,0	-179919,0
305	1,843	376547,7	-151529,9	204590,1	-44058,1	81257,8	-192861,1
310	2,202	449733,3	-186789,2	242516,5	-48698,1	118581,7	-217081,0
315	2,667	544807,0	-220800,7	303578,7	-56102,4	174992,2	-254333,0
320	3,277	669450,5	-252981,2	396041,7	-66336,1	260745,6	-305387,1
325	4,082	833822,2	-282779,6	530615,0	-79081,4	389295,1	-369127,9
330	5,142	1050464,6	-309689,0	720348,0	-93338,5	577170,4	-441007,6

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227 зм. 25.07.02.ПЗ

Аркуш

34

335	6,523	1332499,8	-333255,5	978816,7	-106944,8	841912,4	-510590,7
340	8,262	1687676,6	-353086,3	1314162,6	-115962,7	1195247,4	-558439,4
345	10,304	2104932,8	-368854,6	1715650,7	-114372,4	1627589,5	-554518,3
350	12,404	2533894,7	-380303,0	2133164,1	-95292,9	2084209,1	-464265,2
355	14,067	2873607,5	-387246,5	2465933,4	-55248,4	2451734,6	-269958,4
360	14,712	3005394,9	-389573,4	2595393,9	0,0	2595393,9	0,0
365	18,405	3759700,5	-387246,5	3352026,4	75101,0	3332725,4	366963,5
370	18,405	3759700,5	-380303,0	3358969,9	150052,2	3281883,3	731051,6
375	18,405	3759700,5	-368854,6	3370418,3	224686,0	3197421,1	1089358,5
380	18,365	3751551,6	-353086,3	3378037,7	298080,5	3072367,5	1435461,0
385	14,695	3001860,8	-333255,5	2648177,7	289337,9	2277784,6	1381397,5
390	11,742	2398523,7	-309689,0	2068407,1	268012,3	1657287,0	1266309,0
395	9,443	1928887,6	-282779,6	1625680,3	242287,0	1192709,3	1130921,8
400	7,676	1567988,2	-252981,2	1294579,4	216839,1	852323,9	998248,0
405	6,320	1290997,6	-220800,7	1049769,3	194001,1	605119,5	879478,5
410	5,274	1077324,3	-186789,2	870107,5	174720,5	425450,6	778849,2
415	4,460	911112,8	-151529,9	739155,3	159175,8	293572,9	696780,0
420	3,821	780543,9	-115623,6	644492,7	147134,4	194824,3	631714,2
425	3,314	676915,1	-79672,3	576815,2	138152,2	118564,2	581157,7
430	2,907	593830,2	-44261,3	529141,3	131686,0	57232,6	542269,4
435	2,578	526570,2	-9940,9	496201,8	127158,9	5600,4	512205,3
440	2,309	471628,6	22792,1	473993,1	124002,9	-39811,0	488324,9
445	2,087	426377,2	53510,0	459459,6	121687,5	-81179,9	468317,0
450	1,903	388828,0	81867,8	450268,2	119740,9	-119740,9	450268,2
455	1,750	357462,5	107611,8	444646,7	117764,3	-156069,7	432690,8
460	1,621	331109,9	130583,8	441266,1	115441,1	-190312,4	414516,1
465	1,512	308859,4	150720,4	439152,2	112539,1	-222365,4	395061,1
470	1,420	289996,2	168046,8	437615,5	108908,2	-252013,5	373975,2
475	1,341	273955,3	182667,0	436194,7	104472,4	-279028,0	351174,7
480	1,274	260286,7	194750,2	434609,3	99219,0	-303230,8	326773,1
485	1,217	248629,6	204516,3	432718,3	93185,1	-324529,8	301013,3
490	1,168	238693,7	212219,6	430485,8	86443,0	-342930,1	274206,8
495	1,127	230244,4	218134,2	427950,9	79086,9	-358529,9	246684,1
500	1,092	223091,4	222539,1	425202,9	71220,5	-371504,0	218757,1
505	1,063	217080,9	225707,0	422360,3	62947,4	-382082,5	190692,4
510	1,038	212088,5	227894,2	419555,1	54363,5	-390527,1	162697,3
515	1,018	208014,5	229332,8	416919,8	45552,3	-397108,9	134913,5
520	1,002	204780,0	230225,6	414578,0	36582,7	-402087,9	107417,6
525	0,990	202323,9	230741,5	412637,8	27508,1	-405697,2	80227,7
530	0,982	200600,7	231014,0	411187,1	18368,6	-408129,9	53312,4
535	0,977	199579,1	231139,0	410290,4	9192,4	-409530,3	26601,7
540	0,975	199240,5	231174,2	409987,1	0,0	-409987,1	0,0
545	0,250	51069,0	231139,0	261780,4	-5865,1	-261295,4	-16972,9
550	0,250	51069,0	231014,0	261655,4	-11688,7	-259710,0	-33924,9
555	0,250	51069,0	230741,5	261382,9	-17424,9	-256986,4	-50819,8
560	0,250	51069,0	230225,6	260867,0	-23019,1	-253007,8	-67590,9
565	0,250	51069,0	229332,8	259974,3	-28404,6	-247621,0	-84126,6
570	0,250	51069,0	227894,2	258535,6	-33499,6	-240648,2	-100256,3
575	0,250	51069,0	225707,0	256348,4	-38205,5	-231902,1	-115739,3
580	0,250	51069,0	222539,1	253180,5	-42407,1	-221206,3	-130255,5
585	0,250	51069,0	218134,2	248775,6	-45974,6	-208419,9	-143401,9
590	0,250	51069,0	212219,6	242861,0	-48767,3	-193466,0	-154695,3
595	0,250	51069,0	204516,3	235157,7	-50640,8	-176363,4	-163583,5

600	0,250	51069,0	194750,2	225391,6	-51455,7	-157257,8	-169467,0
605	0,250	51069,0	182667,0	213308,4	-51089,2	-136450,6	-171731,8
610	0,250	51069,0	168046,8	198688,2	-49447,0	-114420,4	-169794,0
615	0,250	51069,0	150720,4	181361,8	-46476,6	-91832,9	-163153,0
620	0,250	51069,0	130583,8	161225,2	-42178,7	-69534,3	-151451,6
625	0,250	51069,0	107611,8	138253,2	-36616,2	-48526,5	-134535,8
630	0,250	51069,0	81867,8	112509,2	-29919,8	-29919,8	-112509,2
635	0,250	51069,0	53510,0	84151,5	-22287,4	-14868,4	-85773,7
640	0,250	51069,0	22792,1	53433,5	-13978,9	-4487,9	-55049,2
645	0,250	51069,0	-9940,9	20700,5	-5304,8	233,6	-21368,2
650	0,250	51069,0	-44261,3	-13619,9	3389,6	-1473,1	13957,8
655	0,250	51069,0	-79672,3	-49030,9	11743,3	-10078,3	49400,0
660	0,250	51069,0	-115623,6	-84982,2	19401,0	-25689,3	83297,2
665	0,250	51069,0	-151529,9	-120888,5	26033,1	-48013,7	113958,1
670	0,250	51069,0	-186789,2	-156147,8	31355,0	-76350,5	139770,8
675	0,250	51069,0	-220800,7	-190159,2	35142,1	-109613,7	159312,1
680	0,250	51069,0	-252981,2	-222339,8	37241,4	-146383,8	171445,8
685	0,250	51069,0	-282779,6	-252138,2	37578,0	-184985,7	175402,7
690	0,250	51069,0	-309689,0	-279047,6	36157,4	-223583,6	170837,0
695	0,250	51069,0	-333255,5	-302614,1	33063,4	-260288,3	157855,9
700	0,250	51069,0	-353086,3	-322444,9	28452,8	-293267,7	137019,5
705	0,250	51069,0	-368854,6	-338213,2	22546,7	-320853,3	109314,4
710	0,250	51069,0	-380303,0	-349661,6	15620,1	-341637,0	76100,9
715	0,250	51069,0	-387246,5	-356605,1	7989,6	-354551,7	39039,4
720	0,376	76807,8	-389573,4	-333193,2	0,0	-333193,2	0,0

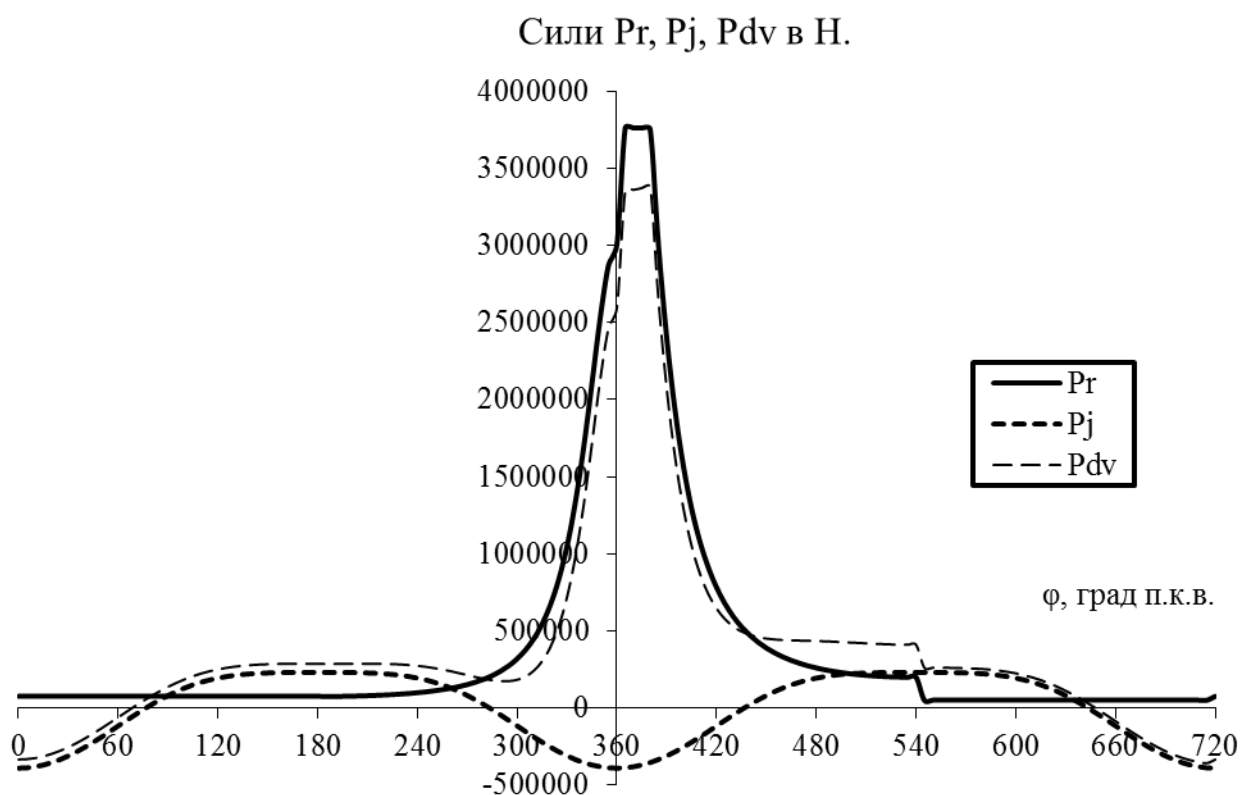


Рисунок 2.6 – Сили P_r , P_j і P_{dv} одного циліндра номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

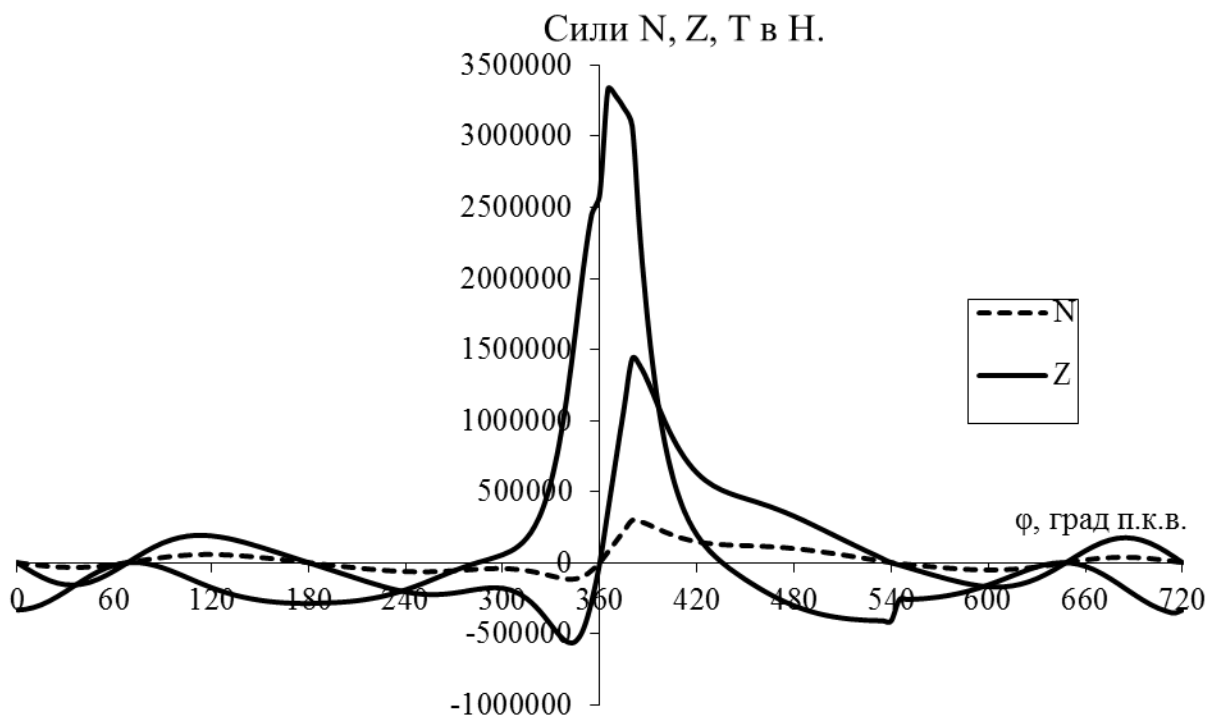


Рисунок 2.7 – Сили N , Z , T одного циліндра номінального режиму роботи судно-
вого двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

Розклавши P_{dv} двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) на складові отримуємо пару тангенціальних сил: $T-T'$, яка на плечі колінвала утворює крутний момент $M_{кр}$ дизеля L51/60:

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

Сумарна дотична сили $T_{сум}^{\varphi}$ для номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) визначається, як:

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

де φ_3 – кут заклинки колін колінвала суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60). Для забезпечення рівномірності обертання та навантаження двигуна кут становить $\varphi_3 = 90^\circ$.

На рис. 2.8 представлено залежність $T_{сум}^{\varphi} = f(\varphi)$ суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60), а у таблиці 2.14 усі розрахунки цієї залежності. Усе було виконано зі застосуванням програми реалізованої у середовищі Microsoft Excel.

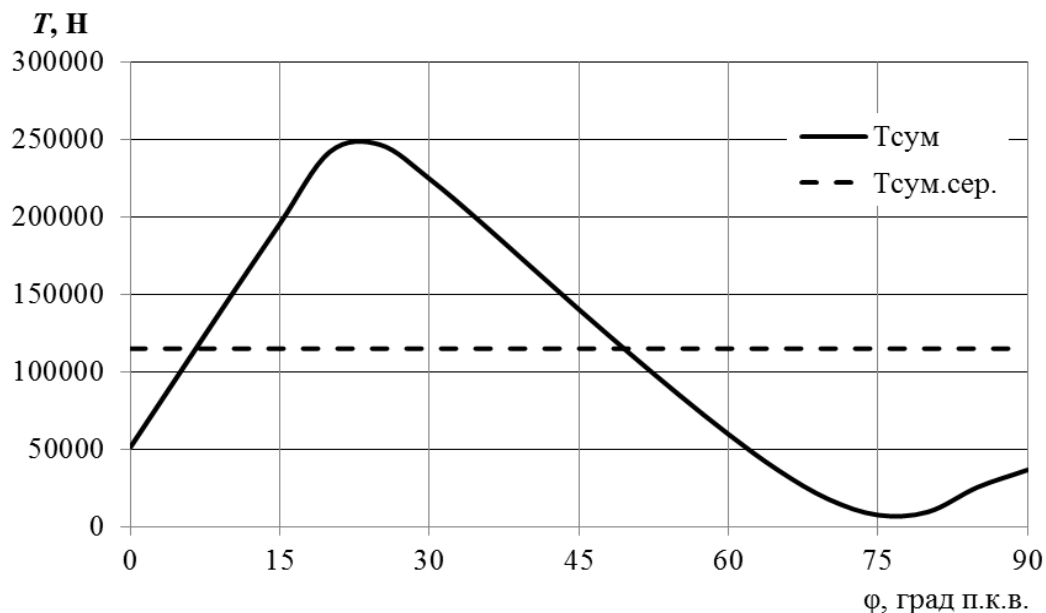


Рисунок 2.8 – Сили $T_{\text{сум}}^{\phi}$, $T_{\text{сум.сер}}$ для номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

Таблиця 2.14 – Сили $T_{\text{сум}}^{\phi}$, $T_{\text{сум.сер}}$ для номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

Кут, ϕ°	Т(φ) по куту п.к.в., Н							
	1-й цил.	2-й цил.	3-й цил.	4-й цил.	5-й цил.	6-й цил.	7-й цил.	8-й цил.
0	0,0	22690,3	0,00	-33057,87	0,0	76979,64	2,56013E-11	-14962,25527
5	-6589,2	26313,0	-2930,41	-30975,37	52991,7	74075,63	-2458,841262	-10298,64963
10	-12829,2	28997,3	-5870,18	-28569,14	105610,1	70987,76	-4919,785512	-4937,206929
15	-18390,0	30739,1	-8826,23	-26080,23	157474,1	67618,2	-7382,328725	940,5832133
20	-22979,3	31580,6	-11800,52	-23810,97	208188,0	63926,28	-9840,7538	7100,967401
25	-26358,2	31599,0	-14787,70	-22113,73	217760,9	59916,23	-12281,54962	13269,11848
30	-28354,8	30895,0	-17772,72	-21373,13	201325,1	55624,18	-14680,92485	19144,87302
35	-28873,6	29581,8	-20728,76	-21981,01	181172,5	51105,78	-17002,55119	24421,68642
40	-27900,7	27774,8	-23615,62	-24301,54	161041,7	46425,33	-19195,74994	28807,10854
45	-25503,3	25583,9	-26378,81	-28620,51	142842,3	41647,11	-21194,41835	32042,95474
50	-21824,7	23108,0	-28949,83	-35066,40	127359,4	36829,04	-22917,06298	33923,45125
55	-17074,2	20431,6	-31247,97	-43481,31	114734,1	32018,62	-24268,34285	34309,9232
60	-11511,9	17622,8	-33183,99	-53209,86	104758,8	27250,85	-25142,5013	33140,99628
65	-5431,1	14734,1	-34666,13	-62781,13	97050,6	22547,75	-25428,95653	30437,72853
70	862,6	11802,9	-35608,20	-69536,07	91154,4	17918,97	-25020,11231	26303,51488
75	7071,0	8853,7	-35939,98	-69506,45	86605,6	13363,26	-23821,14526	20918,97489
80	12922,5	5900,6	-35618,82	-58311,93	82969,3	8870,366	-21761,15379	14532,32448
85	18187,7	2949,2	-34641,97	-33895,54	79864,8	4423,182	-18804,67346	7445,944406
90	22690,3	0,0	-33057,87	0,00	76979,6	2,56E-11	-14962,2553	-14962,2553

2.3. Висновки до розділу

Здійснено тепловий розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60), а також розраховано та побудовано його теоретичні індикаторні діаграми.

Виконано розрахунок кінематики та динаміки для номінального режиму роботи суднового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) за результатами чого було визначено усі наявні сили та отримано відповідні графічні залежності їх зміни від кута φ п.к.в.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.07.02.ПЗ</i>	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ СУДНОВОГО СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДВИГУНА MAN ТИПУ 8ЧН 51/60 (L51/60)

3.1. Особливості розрахунків на міцність суднових дизелів

Розрахунок деталей суднових дизелів на міцність сьогодні має певний умовний характер. Це здебільшого пов'язано з труднощами в оцінці допустимих напружень та неточностями у визначенні діючих сил і працюючих перерізів відповідних деталей, що піддаються розрахункам.

Більшість деталей, як рухомих так і ні, суднових дизелів функціонують під змінними навантаженнями. Граничні напруження для деталей суднових дизелів визначаються з урахуванням присутньої втомної міцності матеріалу з якого вони виготовлені, яка залежить не лише від самого матеріалу та його технології термічної обробки, а й від багатьох інших факторів: ширини діапазону коливань напружень; форми деталі дизеля; абсолютних розмірів розрахункової деталі; стану поверхні деталі; якості обробки поверхонь; обраної конструктором форми переходів і з'єднань різних поверхонь деталі (радіуси закруглень, галтелі тощо); орієнтації волокон відносно прикладеного зусилля; структури металу, що застосовується (наявність флокенів, ліквацій тощо) та багатьох інших аспектів. Врахувати всі ці чинники в розрахунках на міцність суднових дизелів є неможливим. Крім того, розрахунок на міцність суднових дизелів не враховує швидкість зміни прикладених сил, тривалість їхньої дії та ступінь пружності модельованої системи.

Вказані умови вимагають використання єдиної методики розрахунку на міцність суднових дизелів, яка дозволяє оцінити характеристики міцності основних (найбільш відповідальних) деталей спроектованого дизеля шляхом порівняння напружень. Отже, форма деталі дизеля, обрана для розрахунку на міцність з урахуванням умов її експлуатації та характеру навантаження, повинна бути перевірена за допомогою комплексу розрахунків. Іншими словами, обов'язково необхідно контролювати геометричні розміри спроектованих деталей судового дизеля через комплексні розрахунки на міцність.

					КРБ.142.4227зст.25.07.03.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Після перевірки всіх елементів та деталей компоновального проекту суднового дизеля та внесення необхідних корективів, за результатами моделювання, розпочинається розробка робочих креслень дизеля. За цими робочими кресленнями дизеля здійснюється складання вузлів і одиниць, а в кінцевому підсумку отримуємо загальних видів суднового дизеля. Це є основною методикою процесу поетапної розробки проекту суднового дизеля. Вибір матеріалів та їх механічних властивостей для виготовлення усіх елементів суднового дизеля обґрунтовується результатами комплексу розрахунків та умовами експлуатації.

3.2. Аналіз матеріалів, що застосовують при проектуванні та виготовленні колінчастих валів суднових дизелів

Основним матеріалом при проектуванні та виготовленні колінчастих валів суднових та інших дизелів є сталь. Для суднових дизелів з діаметром циліндра менше за 0,2 м колінчасті вали зазвичай штампують. Для суднових дизелів з діаметром циліндра більше 0,2 м валів отримують методом вільного кування. У деяких випадках колінчасті вали потужних суднових дизелів виготовляються з литтям зі сталі.

Ковані вали великих та потужних багатоциліндрових суднових дизелів складаються з двох або більше частин. Це значно спрощує процес їх кування, збирання та обробки. Прикладом подальшого розвитку такої конструкції валів суднових дизелів є – складений колінчастий вал. Такий складений колінчастий вал збирається з окремих кованих елементів: шатунних й корінних шийок, а також поєднуючих щік. З'єднання цих елементів колінчастого валу суднового дизеля здійснюється шляхом гарячої пресової посадки корінних і шатунних шийок у щіки самого валу.

Для виробництва колінчастих валів суднових дизелів зазвичай використовують сталі марок 30, 35 і 40. Марка сталі обумовлює її хімічний склад та відповідно механічні властивості майбутньої деталі. Варто зазначити, що маркування сталей здійснюється за середнім вмістом вуглецю. Цей вміст вуглецю вираженим у сотих частинах відсотка. Взявши за приклад, сталь марки 35 матимемо вміст вуглецю 0,3...0,4 %. Основні фізико-механічні властивості сталі 35 представлено у табл. 3.1.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.07.03.ПЗ</i>	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Основні властивості (фізико-механічні) сталі 35

Межа текучості сталі, МПа	Межа міцності сталі, МПа	Подовження δ_5 не менш ніж, %	Твердість сталі, H_B
300	520	18	180

Окрім вказаних сталей, колінчасті вали суднових дизелів також виготовляються зі сталі марки Ст-5. Сталь Ст-5 за своїми характеристиками дуже схожа на сталь 35, проте має трохи більше подовження (десь $\delta_5 > 20\%$). На вимогу замовника сталі зазначених марок (30, 35, 40) можуть виготовлятися та постачатися з гарантованою ударною в'язкістю. У разі такого випадку до марки додається літера "У" і сталь маркуватиметься, як, наприклад, 35У.

Зразки, що у подальшому будуть застосовані у виробництві, повинні бути термічно оброблені та відібрані вздовж волокон матеріалу відносно можливих навантажень. Термічна обробка включає загартування з подальшим високий відпуском (температура процесу відпуску – 600°C). За цих умов технологічного процесу термічної обробки ударна в'язкість для марок сталі 30, 35, 40 повинна становити не менше 80, 70 і 60 Дж/см² відповідно. У випадку "сирих" зразків сталі ударна в'язкість коливається в межах 65...50 Дж/см². Межа втоми σ_y для термічно оброблених зразків сталей 30, 35, 40 коливається в межах 200...230 МПа.

Отже, реальні напруження, які виникають при експлуатації суднового дизеля у колінчастому валу, не повинні перевищувати межі 200 МПа за жодних умов. Однак у такому випадку запас міцності колінчастого валу суднового дизеля становитиме лише одиницю. Створювати вал з таким запасом, звісно, недоцільно та фактично заборонено.

Використання легованих сталей для виготовлення колінчастого валу суднового дизеля не надає жодних переваг у підвищенні його жорсткості. Жорсткість колінчастого валу суднового дизеля, при однакових геометричних розмірах та ідентичній формі, визначається модулем пружності. Зі збільшенням модуля пружності обраного матеріалу для виготовлення валу зростає й жорсткість. Проте на практиці модуль пружності для легової сталей залишається стабільним і напряду не залежить від внесених компонентів при легуванні.

Леговані сталі широко використовуються для колінчастих валів форсованих (напружених) судових дизелів з кількох причин:

– використання легованих сталей з підвищеними характеристиками міцності для колінчастих валів судових дизелів часто є єдиним рішенням, яке дозволяє розробникам (конструкторам) задовольнити підвищені вимоги до міцності вала дизеля при значному зростанні тиску p_z , після вичерпання всіх можливостей зміни форми самого колінчастого валу (збільшення діаметрів шийок, стовщення щік та інше);

– при збільшенні питомих тисків на підшипники колінчастих валів судових дизелів зносостійкість шийок валу може бути покращено.

Проте не слід значно переоцінювати переваги, які надає використання легованих сталей у двигунобудуванні для виготовлення відповідальних деталей. Леговані сталі для виготовлення відповідальних деталей виправдовують себе лише після їх термічної обробки, яка по суті й покращує структуру матеріалу виробленої деталі на всій глибині.

Термічна обробка досить великих колінчастих валів форсованих судових дизелів, яка забезпечує покращення структури по всьому перерізу деталі валу, є складним технологічним процесом, оскільки така процедура вимагає використання печей великої місткості та тривалої витримки самого валу дизеля в ній. Крім того, при розробці технології виготовлення та термічної обробки варто врахувати, що леговані сталі (особливо це стосується саме хромонікелевих) мають схильність до утворення флокенів. Причому ймовірність їх появи зростає з розміром колінчастого валу дизеля. Тому колінчасті вали форсованих судових дизелів зазвичай виготовляються з легованих сталей, якщо діаметр його шийок не перевищує 180 мм. Для виготовлення більших валів форсованих судових дизелів доцільніше використовувати вуглецеві сталі. Так для колінчастих валів форсованих судових дизелів застосовують сталі 40ХН, 20ХН3А, 30ХМА і 40Х. Основні фізико-механічні властивості цих сталей подано у табл. 3.2.

При додаванні хрому підвищує твердість сталі. Також додавання хрому сприяє покращенню зносостійкості і міцності. Однак додавання хрому має і негативний вплив, який проявляється у утворення ліквації, волосовин і тріщин.

					КРБ.142.4227зст.25.07.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

При додаванні нікелю відбувається подрібнення структури сталі. Це сприяє підвищенню в'язкості і подовженню.

При додаванні молібдену(навіть у невеликих кількостях від 0,15 до 0,25 %) відбувається подрібнення структури сталі. Це сприяє підвищенню в'язкості і подовженню.

Таблиця 3.2 – Властивості сталей 40ХН, 20ХН3А, 30ХМА і 40Х

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

Сталь марки 40Х має високу схильність до утворення ліквації, тому її не можна рекомендувати як основний матеріал для виробництва колінчастих валів форсованих суднових дизелів. Вона може вдало використовуватися як заміна хромонікелевим сталям, і її застосування в колінчастих валах суднових дизелів невеликого типорозміру є виправданим. Хромонікелеві сталі обох зазначених вище марок широко використовуються для виготовлення колінчастих валів суднових дизелів, але через їхню високу схильність до формування шкідливих флокенів потребують ретельного планування технології обробки та контролю під час самого процесу виробництва.

Наприклад, сталь марки 20ХН3А є затребуваною для важко навантажених валів поршневих двигунів з примусовим запаленням авіаційного призначення.

Зазначимо, що хромомолібденова сталь марки 30ХМА особливо підходить для виготовлення колінчастих валів швидкохідних форсованих суднових та автомобільних дизелів. Цей клас сталей, завдяки підвищеній межі міцності, характеризується досить високою в'язкістю та хорошою здатністю до прожарювання (на всю глибину), при цьому не має явища крихкості, яке властиве хромонікелевим сталям після їх відпуску.

В залежності від технологічного процесу режиму термічної обробки фізико-механічні властивості сталі змінюються. Так, підвищення температури процесу від-

пуску дозволяє досягти більшої в'язкості матеріалу. Однак при цьому одночасно знижується межа міцності. Отже, в залежності від основних вимог, які висуваються технічними та технологічними умовами до матеріалу колінчастого вала форсованих судових дизелів, показники міцності сталі можуть варіюватися від значень, наведених у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Характеристика матеріалу колінчастого вала форсованих судових дизелів за даними практики процесу їх термічної обробки

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

Твердість матеріалу колінчастого вала форсованих судових дизелів можна підвищити шляхом загартування, що вплине на інші характеристики. Так при загартуванні валу зменшиться його ударна в'язкість і подовження.

В основному, підвищена твердість колінчастого вала судового дизеля необхідна лише на поверхнях шийок (корінних та шатунних), що дозволяє збільшити моторесурс дизеля. Також підвищення твердості шийок дозволяє використовувати для підшипників антифрикційні сплави (наприклад, свинцеподібну бронзу) здатні витримувати великі питомі тиски.

У сучасній практиці двигунобудовання для підвищення твердості шийок (корінних та шатунних) колінчастого вала форсованих судових дизелів досягається за рахунок поверхневого загартування. Так поверхнєве загартування змінює структуру матеріалу валу на невелику глибину, від 1,5 до 3,0 мм. Для цього при виробництві використовують високочастотне загартування шийок колінчастого вала дизеля або інтенсивне нагрівання шийки відкритим киснево-ацетиленовим полум'ям з подальшим миттєвим охолодженням шийки валу.

Для найбільш навантажених та відповідальних випадках для колінчастих валів високофорсованих судових дизелів застосовують сталі марки 38ХМЮА. Основні характеристики цієї високоякісної сталі надано у табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Властивості високоякісної сталі 38ХМЮА

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

Легування сталі за рахунок додавання алюмінію (позначається у маркуванні літерою «Ю», як наприклад у сталі 38ХМЮА) дозволяє проводити азотування. Азотування поверхонь забезпечує підвищення поверхневої твердості. У цьому випадку твердість шийок колінчастого валу суднового дизеля варіюється в межах 70...75 одиниць за шкалою Роквелла R_c . Оскільки технологічний процес азотування відбувається при температурах нижче 600 °С, концентрація напружень у переходах колінчастого валу суднового дизеля є мінімальною, що також призводить до незначної втрати довжини робочих поверхонь шийок колінчастого валу суднового дизеля на радіусах заокруглень. Переходи та радіуси заокруглень для колінчастого валу суднового дизеля, виготовленого зі сталі 38ХМЮА, можуть мати незначні розміри 2,0...3,0 мм. Ударна в'язкість цієї високоякісної сталі, після технологічного процесу термообробки, наближається до верхньої межі значень. Однак використання цієї високоякісної сталі обмежене її високою вартістю, а також досить малими розмірами заготовок, що отримуються в процесі її виробництва. Також варто відзначити і достатньо високу вартість самого процесу азотування. Для високоякісних сталей даного класу межа втоми становить $\sigma_y = 280 \dots 320$ МПа.

Під час технологічного процесу термічної обробки колінчастого валу дизеля основним завданням є максимальне підвищення його ударної в'язкості та межі втоми. Додаткове поверхневе загартування шийок вала є обов'язковим процесом виготовлення валу дизеля. Порівнюючи вуглецеві і леговані сталі, можна зробити такі наступні висновки:

- допустимі напруження для колінчастих валів судових дизелів, виготовлених з легованих сталей, можуть бути підвищені на 20-25 % у порівнянні з вуглецевими сталями, а в крайніх випадках навіть – на 50%;
- відносна деформація колінчастих валів судових дизелів при цьому зростатиме прямо пропорційно до напружень.

					КРБ.142.4227зст.25.07.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		46

Також для виготовлення колінчастих валів дизелів може бути застосовано чавун певних марок. Дослідження властивостей чавуну показали їх певні переваги над сталлю, що дає змогу зробити наступні висновки:

- межі втоми чавунних і сталевих колінчастих валів дизелів однакової конструктивної форми є майже близькими;
- пошкодження поверхні чавунних колінчастих валів дизелів (подряпини, надрізи тощо) не впливають на величину межі втоми вала двигуна;
- завдяки своїй значно високій циклічній в'язкості та нижчому модулю пружності чавун та деталі з нього під впливом змінних навантажень демонструють більшу свою надійність у порівнянні зі сталлю та деталями виготовлених з неї;
- з підвищенням межі міцності чавуну значно знижується його циклічна в'язкість та нечутливість до наявних поверхневих пошкоджень колінчастих валів дизелів.

Крім того, слід враховувати, що в процесі роботи, при зміщеннях осі корінних підшипників у невеликих межах (1...2 мм за довжини вала 2...4 м), чавунні вали виявили більшу стійкість. Це пояснюється тим, що за однакових відносних деформацій у чавунному валу, внаслідок нижчого модуля пружності, виникають менші додаткові напруги. Однак слід мати на увазі, що за інших рівних умов жорсткість чавунного вала буде меншою за жорсткість сталевого.

Як матеріал для виготовлення виливків колінчастих валів застосовуються головним чином модифіковані чавуни. Хімічний склад чавуну підбирають залежно від габаритів вала і в середньому він коливається в межах значень, зазначених у таблиці 3.5.

Як модифікатор застосовують феросиліцій із вмістом кремнію 75...78 %.

Таблиця 3.4 – Хімічний склад модифікованого чавуну

C, %		Si, %	Mn, %	P, %	S, %	Ni, %	Cr, %
загальний	зв'язаний						
2,8...3,4	0,7...0,8	1,2...2,2	0,6...1,3	≤ 0,2	0,13	0,3...0,8	≤ 0,5

3.3. Розрахунок колінчастого валу суднового середньообертового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

Колінчастий вал форсованого суднового дизеля сприймає тискові сили газів (від згоряння палива) та навантаження від інерційних сил рухомих деталей КШМ. Інерційні сили періодично змінюють навантаження на колінчастий вал форсованого суднового дизеля. Коли напрямок інерційної сили протилежний тиску газів у робочому циліндрі дизеля, колінчастий вал двигуна розвантажується, а в разі збігу напрямків – навпаки додатково навантажується. Інерційна сила пропорційна квадрату частоти обертання колінчастого вала суднового дизеля. При зміні швидкісного режиму дизеля (частоти обертання) характер навантаження на колінчастий вал двигуна також змінюється. Так зі зменшенням обертів суднового дизеля амплітуда коливань сил зростає.

Суднові дизелі функціонують зі змінною частотою обертання при відносно невеликих значеннях сил інерції. Відповідно до цього розрахунок колінчастого вала суднового дизеля здійснюється, виходячи з найгірших умов експлуатації цього типу дизелів (без врахування по суті малих сил інерції). На відміну від них, високооборотні автомобільні бензинових двигуни з примусовим запаленням, навіть при порівняно низьких значеннях максимального тиску згоряння у циліндрі, мають досить значні сили інерції, які навіть перевищують $0,5 \cdot p_z$. У зв'язку з цим ці сили інерції навпаки стають вирішальними під час проведення розрахунків на міцність колінвалу.

Швидкохідні суднові дизелі характеризуються значно високим значенням p_z (максимальний тиск згоряння) та значними величинами сили інерції. Відповідно тому при розрахунках на міцність колінчастих валів судових дизелів враховується сукупність усіх діючих сил. Це ж стосується й поршневих авіаційних двигунів з примусовим запалюванням.

Проте під час запуску судових дизелів сили інерції є дуже малими (оберти двигуна є досить малими), тоді як максимальний тиск згоряння залишається досить високим (перші спалахи непрогрітого дизеля зазвичай забезпечують високий значеннями тиску згоряння). Тому при виконанні розрахунку колінчастого вала суднового дизеля не можна ігнорувати цей режим.

З точки зору розрахункової схеми, колінчастий вал судових дизелів можна трактувати як багатоопорну балку, на яку діють сили. Величина та напрямок діючих сил на таку балку є змінними в залежності від кута обертання вала φ .

На практиці при виконанні розрахунків на міцність колінчастих валів форсованого судового дизеля його розміри перевіряються в трьох критичних положеннях:

- у верхній мертвій точці, коли радіальне зусилля досягає максимального значення (дорівнює p_z), при цьому вважаючи $P_j = 0$ (умови запуску);

- у положенні, де спостерігається максимальне значення тангенціального зусилля обраного розрахункового коліна вала дизеля (сили інерції враховуються при номінальних обертах);

- у положенні колінчастого вала двигуна, що відповідає найбільшому значенню тангенціального зусилля всього дизеля (сили інерції також враховуються при номінальних обертах).

У тих випадках, коли проміжні положення колінчастого вала форсованого судового дизеля можуть бути ускладнені умовами роботи перевірка міцності здійснюється через кожні 10 або 20 град п.к.в.

Як було зазначено раніше, розрахункову схему колінчастого вала форсованого судового дизеля можна значно спростити до моделі яка представлятиме з себе багатоопорну балку. Проте точність такого розрахунку колінчастого вала форсованого судового дизеля є фактично умовною, оскільки остов дизеля не є абсолютно жорсткою конструкцією. Тобто його деформація суттєво впливатиме на величину згинаючих моментів, що діють на колінвал дизеля. У розрахунках на міцність зазвичай вважається, що коліно колінчастого вала форсованого судового дизеля також абсолютно жорстке, що, звісно, не відповідає дійсності.

Тому під час розрахунку колінчастого вала форсованого судового дизеля зазвичай аналізують лише одне його найбільш навантажене коліно, яке вважається опертим на дві опори. Інші частини колінчастого вала дизеля ігноруються, що призводить до значно менших помилок при моделюванні у порівнянні з методом розрахунку нерозрізного вала. В результаті такого підходу до формування розрахункової

схеми розрахункові напруги вигину виходять дещо вищими, що робить розрахунок більш надійним з фактичним запасом міцності.

Основні принципи розрахункової схеми:

- визначається найбільш навантажене коліно колінчастого валу форсованого суднового дизеля;
- ділянка колінчастого валу форсованого суднового дизеля між двома сусідніми підшипниками вільно знаходиться на опорах (тобто колінвал розглядається як балка, що знаходиться на двох опорах);
- опори та точки прикладання зовнішніх сил до валу розташовані в середніх площинах підшипників;
- розрахункове коліно колінчастого валу форсованого суднового дизеля вважається абсолютно жорстким.

Розрахунок колінчастого валу суднового середньообертового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) виконується у середовищі математичного програмування «MathCAD». Результати проведених розрахунків наводяться в таблицях 3.6, а також 3.7.

Розрахункова схема колінчастого валу суднового середньообертового двигуна на MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60) надається на рис. 3.1.

Таблиця 3.6 – Вихідні дані для розрахунку колінчастого валу суднового середньообертового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, м	0,510
2	Радіус кривошипа	r , м	0,300
3	Частота обертання	n , хв^{-1}	514
4	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	18,405
5	Максимальна абсолютна сила інерції	P_j , МПа	1,907093
6	Дотична сила при P_z	T_z , МПа	1,7964101
7	Максимальна дотична сила	$T_{\max}$, МПа	7,0270649
8	Максимальна радіальна сила	$Z_{\max}$, МПа	16,314813

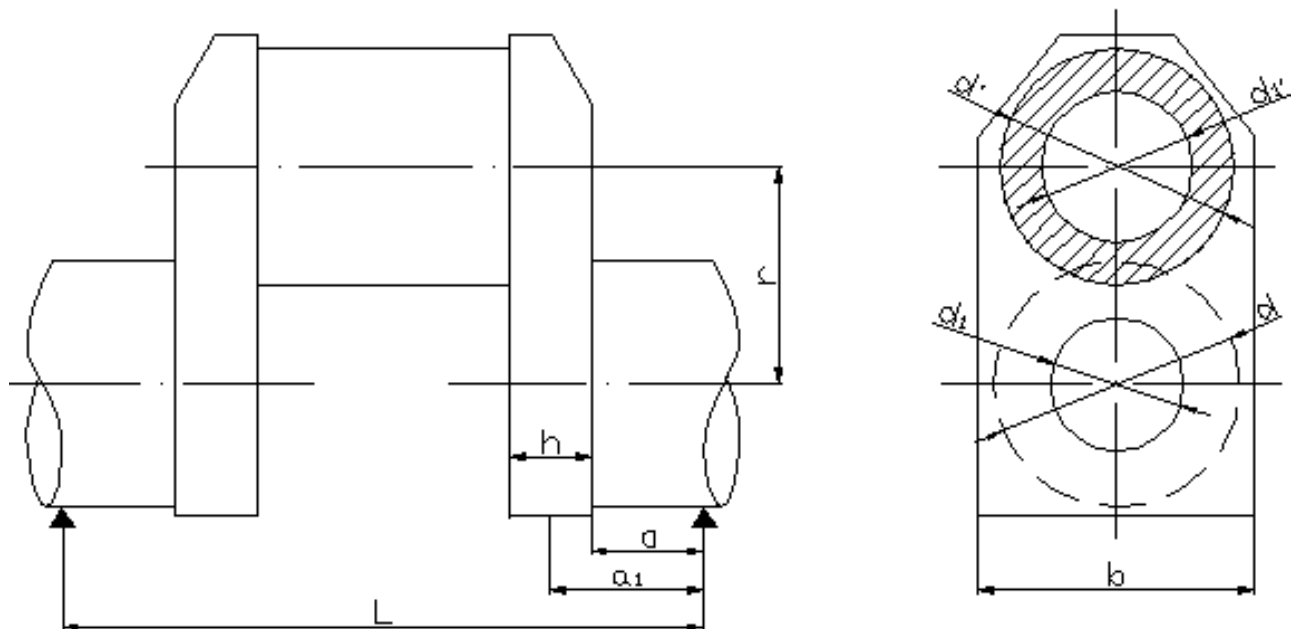


Рисунок 3.1 – Схема колінчастого валу суднового середньообертового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

Таблиця 3.7 – Результати розрахунку колінчастого валу суднового середньообертового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
Основні конструктивні параметри				
1	Діаметр корінної шийки з сторони відбору потужності	d_k , мм	—	530
2	Довжина корінної шийки з сторони відбору потужності	l_k , мм	—	300
3	Діаметр корінної шийки з сторони протилежної відбору потужності	d'_k , мм	—	530
4	Довжина корінної шийки з сторони протилежної відбору потужності	l'_k , мм	—	280
5	Діаметр шатунної шийки	$d_{ш}$, мм	—	530
6	Довжина шатунної шийки	$l_{ш}$, мм	—	280
7	Товщина щоки	h , мм	—	200
8	Ширина щоки	b , мм	—	1500
9	Відстань між серединами корінних шийок	L , мм	—	960
10	Відстань від середини корінної шийки до середини щоки з сторони відбору потужності	a_1 , мм	—	250
11	Відстань від середини корінної шийки до середини щоки з сторони протилеж-	a'_1 , мм	—	240

	ної відбору потужності			
12	Відстань від середини корінної шийки до щоки з сторони відбору потужності	a , мм	—	150
13	Відстань від середини корінної шийки до щоки з сторони протилежної відбору потужності	a' , мм	—	140
14	Діаметр отвору в корінній шийці	d_{k1} , мм	—	200
15	Діаметр отвору в мотилевій шийці	$d_{ш1}$, мм	—	200

Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності

1	Згинаючий момент на корінній шийці	Н·мм	$M_{u1} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a$	$2,820 \cdot 10^8$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k}$	$1,459 \cdot 10^7$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := \frac{M_{u1}}{W}$	19,333
4	Момент, який скручує шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,101 \cdot 10^5$
5	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := 2 \cdot W$	$2,917 \cdot 10^7$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_n}$	$3,774 \cdot 10^{-3}$
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	19,9333

Розрахунок рамової шийки з боку протилежного відбору потужності

1	Згинаючий момент на корінній шийці	Н·мм	$M_{u2} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a'$	$2,687 \cdot 10^8$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W' := 0.1 \cdot d'_k{}^3$	$1,489 \cdot 10^7$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_u := \frac{M_{u2}}{W}$	18,420
4	Момент, який скручує шийку	Н·мм	$M'_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,341 \cdot 10^5$
5	Полярний момент опору перетину шийки		$W'_n := 2 \cdot W'$	$2,978 \cdot 10^7$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau'_k := \frac{M_k}{W'_n}$	$4,503 \cdot 10^{-3}$
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma'_c := \sqrt{\sigma'_u{}^2 + 4 \cdot \tau'_k{}^2}$	18,420

Розрахунок щоки коліна

1	Згинаючий момент від реакції P_z на плече a_1	Н·мм	$M_u = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	$4,700 \cdot 10^8$
2	Момент опору щоки	мм ³	$W := \frac{b \cdot h^2}{6}$	$5,333 \cdot 10^6$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := \frac{M_u}{W}$	88,121
4	Згинаючий момент від тангенціальної сили	Н·мм	$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,341 \cdot 10^5$
5	Момент опору щоки	мм ³	$W' := \frac{h \cdot b^2}{6}$	$2,133 \cdot 10^7$
6	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_u := \frac{M'_u}{W'}$	$6,285 \cdot 10^{-3}$
7	Напруга від стиску силою $P_z/2$	МПа	$\sigma_{cm} := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h}$	11,749
8	Сумарне навантаження в щьоці	МПа	$\sigma_\Sigma := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm}$	99,876

Розрахунок мотилевої шийки

1	Згинаючий момент від сили P_z	Н·мм	$M := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l_w}{4}$	$2,632 \cdot 10^8$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d_w^4 - d_{w1}^4}{d_w}$	$1,415 \cdot 10^7$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_w := \frac{M}{W}$	18,599
4	Момент скручування шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,341 \cdot 10^5$
5	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := 2 \cdot W$	$2,830 \cdot 10^7$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_n}$	$4,738 \cdot 10^{-3}$
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_{\Sigma} := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	18,599

Розрахунок колінчатого валу в другому положенні.

Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності.

1	Згинаючий момент на корінній шийці від реакцій T та Z	Н·мм	$M_{1u} = T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a$	$1,077 \cdot 10^8$
2	Максимальне абсолютне значення дотичної сили	Н·мм	$M_{2u} = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a$	$2,500 \cdot 10^8$
3	Сумарний згинаючий момент	Н·мм	$M_u := \sqrt{M_{1u}^2 + M_{2u}^2}$	$2,722 \cdot 10^8$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зсм.25.07.03.ПЗ

Аркуш

53

4	Момент опору шийки	мм ³	$W_k := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k}$	1,415·10 ⁷
5	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := \frac{M_u}{W}$	19,233
6	Момент скручування шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1,341·10 ⁵
7	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := 2 \cdot W$	2,830·10 ⁷
8	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_n}$	4,738·10 ⁻³
9	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	19,233
Розрахунок щоки коліна				
1	Згинаючий момент від реакції Z на плече a ₁	Н·мм	$M_u = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	4,166·10 ⁸
2	Момент опору щоки	мм ³	$W := \frac{b \cdot h^2}{6}$	5,333·10 ⁷
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := \frac{M_u}{W}$	78,113
4	Згинаючий момент від тангенціальної сили	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1,341·10 ⁵
5	Момент опору щоки	мм ³	$W' := \frac{h \cdot b^2}{6}$	2,133·10 ⁷
6	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_u := \frac{M_u}{W'}$	6,285·10 ⁻³
7	Напруга від стиску силою Z/2	МПа	$\sigma_{cm} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h}$	10,415
8	Сумарне навантаження в щоці	МПа	$\sigma_{\Sigma} := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm}$	88,534
9	Момент від скручування щоки силою T на плечі a ₁	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	5,587·10 ⁷
10	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := \frac{2}{9} \cdot b \cdot h^2$	7,111·10 ⁶
11	Максимальна напруга на середині широкої сторони щоки	МПа	$\tau'_k := \frac{M_k}{W_n}$	7,857
12	Складне навантаження на середині щоки	МПа	$\sigma'_c := \sqrt{(\sigma'_u + \sigma_{cm})^2 + 4 \cdot \tau'_k^2}$	11,833
13	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := \frac{2}{9} \cdot h \cdot b^2$	2,844·10 ⁷
14	Максимальна напруга для вузької сторони щоки	МПа	$\tau''_k := \frac{M_k}{W_n}$	1,964

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зсм.25.07.03.ПЗ

Аркуш

54

15	Складне навантаження на середині щоки	МПа	$\sigma''_c := \sqrt{(\sigma'_u + \sigma_{cm})^2 + 4 \cdot \tau''_k}$	10,792
Розрахунок мотилевої шийки				
1	Шийка згинається моментами у взаємно-перпендикулярних площинах від T	Н·мм	$M'_{uw} := \frac{T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4}$	$3,445 \cdot 10^8$
2	Шийка згинається моментами у взаємно-перпендикулярних площинах Z	Н·мм	$M'_{uz} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4}$	$7,999 \cdot 10^8$
3	Сумарний згинаючий момент	Н·мм	$M_{uw} := \sqrt{M'^2_u + M'^2_u}$	$1,131 \cdot 10^9$
4	Момент опору шийки	мм ³	$W_{uw} := 0.1 \cdot \frac{d_{ш}^4 - d_{ш1}^4}{d_{ш}}$	$1,415 \cdot 10^7$
5	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{uw} := \frac{M_u}{W}$	79,94
6	Момент, що скручує шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,341 \cdot 10^5$
7	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := 2 \cdot W$	$2,830 \cdot 10^7$
8	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_n}$	$4,738 \cdot 10^{-3}$
9	Складне навантаження на шийці		$\sigma_{cw} := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	79,94

Досвід розрахунку та проектування колінчастих валів судових дизелів показує, що досить великі за розмірами вали, виготовлені з вуглецевих марок сталей, працюють ефективно та надійно за сумарних напружень, що не перевищують значення у 90 МПа.

Для судових дизелів середніх й малих габаритів допустимі напруження можуть бути збільшені до 100 МПа. У колінчастих валах судових дизелів з перекритими шийками щоки можуть виготовлятися та надійно експлуатуватися з напруженнями від 110 до 115 МПа.

Для колінчастих валів судових дизелів зроблених із легованих сталей напруження на корінних і шатунних шийках допускаються до 120 МПа. При цьому в щоках це значення становитиме – до 135 МПа. Таке незначне збільшення напружень для легованих видів сталі обумовлюється певним бажанням забезпечити колінчастому валу дизеля необхідну жорсткість.

3.4. Висновки до розділу

У третьому розділі роботи проведено аналіз матеріалів, що застосовуються для виготовлення колінчастих валів суднових дизелів. На базі виконаних у другому розділі проведено розрахунок колінчастого валу суднового середньообертового двигуна MAN типу 8ЧН 51/60 (L51/60). В результаті розрахунку на міцність було встановлено, що усі напруги знаходяться у допустимих межах.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.07.03.ПЗ</i>	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ОБСЛУГОВУВАННІ ТА РЕМОНТУВАННІ ДВИГУНІВ

4.1. Базові положення з техніки безпеки і охорони праці для персоналу суден

При обслуговуванні сучасних суднових дизельних двигунів важливо дотримуватися наступних правил техніки безпеки та охорони праці для персоналу судна:

1. У машинному відділенні забороняється зберігати інвентар й інші непотрібні предмети, які не використовуються для постійної експлуатації ДВЗ та котлів, оскільки це може призвести до захаращення приміщення. Машинне відділення повинно підтримуватися в чистоті й порядку. У разі розливу масла, пального або охолоджуючої води на покривні решітки та трапи машинного відділення, їх слід терміново витерти.

2. Огородження небезпечних зон й об'єктів повинні бути надійними. Якщо за потреби їх тимчасово знімають, наприклад, для проведення ремонтних робіт на судні, необхідно обов'язково встановити попереджувальні знаки, таблички з безпеки затвердженого зразка чи повністю закрити небезпечні проходи.

3. Згідно з встановленими правилами техніки безпеки, перед початком профілактичного (технічного) огляду чи ремонтування ДВЗ, працівники повинні пройти спеціальний інструктаж щодо безпечних методів й прийомів виконання цих робіт. Відповідний запис про інструктаж вноситься до особової картки працівника.

4. Ремонт ДВЗ чи технічне обслуговування дозволяється проводити лише після їх повної зупинки. Робот всередині картеру ДВЗ можна виконувати тільки після повного провітрювання та надійного закріплення валу, щоб уникнути його випадкового обертання. Також необхідно повністю виключити таку можливість, як випадковий запуску двигуна. Для виконання робіт всередині картеру ДВЗ слід використовувати лише справний інструмент і переносні (ручні) лампи з напругою

					КРБ.142.4227зст.25.07.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		57

12В. Використання відкритого вогню для освітлення на судні категорично заборонено.

5. Запуск ДВЗ дозволяється лише після їх попереднього візуального огляду. Під час запуску ДВЗ забороняється перебування людей на решітках й оглядових майданчиках, які знаходяться на рівні циліндрових кришок ДВЗ.

6. Під час ремонтування балонів високого тиску, парових суднових котлів (як головних, так і утилізаційних), трубопроводів та різної запірної арматури, що знаходяться під тиском, категорично забороняється стукати чи ударяти по них, а також по предметах, що знаходяться поблизу.

7. Роботи в паливних цистернах ДВЗ, кофердамах, а також інших відсіках, де можуть накопичуватися шкідливі й отруйні гази (випаровування), дозволяється виконувати лише після їх провітрювання і за обов'язкової присутності другого помічника, який зможе надати допомогу у разі запаморочення чи іншої форс мажорної обставини.

8. Категорично забороняється зберігати в машинному відділенні бензин, гас різні розчинники чи інші легкозаймисті і вибухонебезпечні рідини та предмети.

9. Під час несення матросами вахти в машинному відділенні команда теплохода повинна бути одягнена у спецодяг й взуття, що відповідають встановленим нормам. Весь одяг має бути застебнутий на всі гудзики чи застібки та щільно зашнурований. Спецодяг на теплоході слугує індивідуальним засобом захисту від шкідливих виробничих факторів, тому персонал зобов'язаний суворо дотримуватися правил його носіння. Виходити з машинного відділення теплоходу після закінчення зміни вахти можна лише з дозволу вахтового начальника судна.

Усі необхідні правила обслуговування ДВЗ під час експлуатації визначаються відповідними інструкціями з експлуатування та рекомендаціями служб суднового господарства і пароплавств України. Ці інструкції містять усю важливу інформацію про виконання робіт під час запуску двигунів, їх обслуговування в заданому режимі, реверсування й зупинку.

Особливу увагу слід потрібно приділити підготовці ДВЗ до запуску та його подальшому прогріву. Це важливо, оскільки запуск двигуна супроводжується під-

					КРБ.142.4227зст.25.07.04.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вищеним зносом тертьових поверхонь через недостатнє змащення та низькі температури рухомих частин, а також через неефективну роботу паливної системи при низькій частоті обертання валу.

Базові вимоги становлять наступне:

1. Перед запуском ДВЗ слід вручну чи за допомогою спеціального масляного насоса прокачати систему змащення. Також потрібно вручну провернути колінчастий вал на кілька обертів з відкритими індикаторними кранами на кришках циліндрів, щоб перевірити справність основних компонентів двигуна та впевнитися в відсутності пального і води в робочих циліндрах.

2. Потрібно обов'язково спустити відстій води та видалити повітря з паливної системи ДВЗ. Також слід перевірити положення всіх кранів системи охолодження ДВЗ й змащення, а в холодну пору підігріти ДВЗ за допомогою зовнішнього джерела тепла (підігрівача).

3. Потрібно провести зовнішній огляд деталей головного ДВЗ та суднового валопроводу, перевірити тиск пускового повітря в балонах чи напругу пускових акумуляторів (якщо ДВЗ запускається стартером), а також виконати ряд інших операцій, передбачених заводською інструкцією з експлуатації ДВЗ. Ігнорування цих вимог може призвести до виникнення різних несправностей і поломок, що загрожують аваріями на судні.

Після запуску головного ДВЗ потрібен деякий час для його прогріву, оскільки температури різних його компонентів й швидкість їх нагріву суттєво відрізняються. Це призводить до нерівномірного розширення, що, в свою чергу, викликає зайві температурні напруження в деталях двигуна і може спричинити тріщини або поломки. Важливо не перевищувати 50% від номінальної частоти обертання колінчатого валу відразу після запуску. Прогрівання двигуна має тривати не менше 15...25 хвилин. Після початку роботи ДВЗ необхідно перевірити тиск масла в системі у разі, якщо він не підвищується, двигун слід негайно зупинити.

Під час прогріву головного ДВЗ в пускові балони високого тиску підкачують повітря. Основними показниками прогріву ДВЗ є температура масла та охолоджувальної рідини. ДВЗ вважається повністю прогрітим, у разі коли показники тем-

ператури стабілізуються чи їх зміни стають незначними, що свідчить про настання періоду температурної стабілізації роботи ДВЗ. Обслуговування ДВЗ під час його роботи в основному полягає в спостереженні за системами та підтриманні заданої частоти обертання колінчастого валу відповідно до температури відпрацьованих газів, зазначеної в паспорті дизеля.

Кожен ДВЗ має свої робочі параметри та показники, які визначені виробником дизеля чи службою суднового господарства України. Зазвичай, температура змащувального масла в номінальному режимі роботи повинна становити 40 – 50°C на вході в ДВЗ і 60 – 70°C на виході. Температура води при використанні проточної системи охолодження коливається в межах 40 – 50°C, а при замкнутій системі – 70 – 85°C на виході з ДВЗ. Температура вихлопних газів (ВГ) становить 400°C, а для ДВЗ з підвищеним тепловим режимом експлуатації може досягати 450°C.

Змінювати відповідні режими навантаження ДВЗ слід максимально плавно і повільно, оскільки це вплине на температури його компонентів. Для правильної зупинки ДВЗ необхідно знижувати оберти колінчастого валу, поки температура охолоджуючої рідини не зменшиться. Якщо зупинити ДВЗ відразу після роботи на повну (номінальну) потужність, циркуляція охолоджуючої рідини в системі припиниться, що призведе до різкого підвищення її температури. Це може викликати перегрів деталей ДВЗ, їхнє надмірне розширення, а також серйозні несправності або навіть поломки.

Перед зупинкою ДВЗ слід ще раз перевірити наявність тиску пускового повітря в балонах та, за потреби, поповнити їх стисненим повітрям.

Після зниження температури рідин до значень, рекомендованих інструкцією з експлуатації ДВЗ, рукоятку (або маховик) управління переводять у відповідне положення – «Стоп». Коли ДВЗ зупинено, необхідно перевірити температуру та стан доступних для огляду деталей шляхом візуального їх огляду та дотиком, а також провести прибирання й очищення ДВЗ. Після цього ДВЗ приводять у стан повної готовності, в якому він має залишатися протягом усієї навігації.

					КРБ.142.4227зст.25.07.04.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Як під час руху, так і на стоянці, вахтовий моторист-кермовий має точно знати, яке обладнання машинного відділення теплоходу працює і в якому вони стані. Він має спостерігати за їх роботою безпосередньо сам чи за показниками приладів. У разі будь-яких підозр або виявлення несправностей механізмів та обладнання необхідно повідомити вахтового начальника (або вахтового помічника механіка) чи вжити самостійних заходів для усунення можливих проблем.

4.2. Розрахунок штучного освітлення теплоходу

Метою розрахунку штучного освітлення в приміщення теплоходу у якому розміщено двигун 8ЧН 51/60, є визначення необхідної кількості світильників, які забезпечать належний рівень освітленості відповідно до вимог охорони праці. Вихідні дані й результати розрахунків представлені у таблиці (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Розрахунок штучного освітлення приміщення теплоходу у якому розміщено двигун 8ЧН 51/60

№ з/п	Параметр	Розмірність	Формула для визначення	Значення
1.	Довжина приміщення теплоходу	$A, \text{м}$	–	35,00
2.	Ширина приміщення теплоходу	$B, \text{м}$	–	31,00
3.	Площа приміщення теплоходу	$S, \text{м}^2$	$S = A \cdot B$	1085
4.	Коефіцієнт запасу освітленості приміщення теплоходу	k	–	1,50
5.	Мінімальна норма санітарно-гігієнічна освітленості	$E_{\text{н}}, \text{лк}$	–	50,00
6.	Коефіцієнт мінімальної освітленості приміщення теплоходу	z	$z = E_{\text{сер}}/E_{\text{min}}$	1,20
7.	Висота фіксації джерела світла (світильника)	$H_p, \text{м}$	–	6,20
8.	Коефіцієнтів відбиття потоку від стелі приміщення теплоходу	$\rho_{\text{стеля}}, \%$	–	30,00
9.	Коефіцієнтів відбиття потоку від стін приміщення теплоходу	$\rho_{\text{стіна}}, \%$	–	10,00
10.	Показник приміщення теплоходу	i	$i = \frac{S}{H_p \cdot (A + B)}$	2,651515
11.	Коефіцієнт використання світлового потоку у приміщенні теплоходу	η	–	0,700

12.	Потрібний світловий потік приміщення теплоходу	$\sum \Phi_{\text{л}}, \text{ лм}$	$\sum \Phi_{\text{л}} = E_{\text{н}} \cdot S \cdot z \frac{k}{\eta}$	139500
13.	Світловий потік від приладу освітлення ДРЛ	$\Phi_{\text{л}}, \text{ лм}$	—	18210,00
14.	Кількість ламп (округлюється до ближчого значення)	$N, \text{ шт.}$	$N = \frac{\sum \Phi_{\text{л}}}{\Phi_{\text{л}}}$	≈ 8

4.3. Висновки до розділу

У цьому розділі розглядаються основні принципи техніки безпеки та охорони праці для персоналу теплоходу під час виконання робіт з експлуатування, обслуговування й ремонтування енергетичної установки з ДВЗ та іншого допоміжного обладнання.

Також було проведено розрахунок штучного освітлення в приміщенні теплоходу у якому розміщено двигун 8ЧН 51/60. Встановлено, що для цієї площі необхідно встановити вісім лампи типу ДРЛ на висоті 6,2 метри від підлоги приміщення.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота «*Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 51/60*» має усі рекомендовані розділи і присвячена визначенню показників роботи та навантаженням деталей суднового дизельного двигуна, а також конструюванню й проектуванню колінчастого валу.

У роботі докладно описано загальну конструкцію дизеля 8ЧН 51/60 (MAN 8L51/60), а також його складових елементів та деталей.

Виконано розрахунок робочого циклу з визначенням енергетичних, економічних показників та побудовою згорнутої індикаторної діаграми, як у координатах $p-V/V_c$, так і в $T-V/V_c$, $T-S$. Проведено кінематичний та динамічний розрахунки, на базі яких побудовано залежності зміни діючих на двигун сил від кута п.к.в.

Розглянуто умови роботи, сили та навантаження, що діють на елементи групи колінчастий вал. Наведено основний перелік матеріали для виготовлення колінчастих валів дизелів. Виконано розрахунок на міцність колінчастого валу дизеля 8ЧН 51/60 (MAN 8L51/60). В результаті розрахунку на міцність було встановлено, що усі напруги знаходяться у допустимих межах.

Розглянуто основні принципи техніки безпеки та охорони праці для персоналу теплоходу під час виконання робіт з експлуатування, обслуговування й ремонтування енергетичної установки з ДВЗ та іншого допоміжного обладнання. Проведено розрахунок штучного освітлення в приміщенні теплоходу у якому розміщено двигун 8ЧН 51/60.

					КРБ.142.4227зст.25.07.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		63

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 2. Доводка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 288 с.
2. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
3. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
4. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А. П. Марченка. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
5. Latarche M. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
6. Абрамчук Ф. І., Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6 Надійність ДВЗ / Ф. І. Абрамчук, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 324 с.
7. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 474 с
8. Тимошевський Б.Г. Основи технічної експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. / Б.Г. Тимошевський, О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін. – Миколаїв : видавець Торубара В.В., 2024. – 302 с.
9. 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.
10. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.

					КРБ.142.4227зст.25.07.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		64