

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

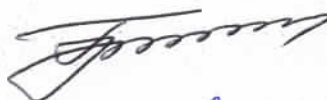
Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти



В. М. Качалаба

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

Качалаба Валерій Михайлович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Тимошевський Б.Г.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Двигун-прототип - 6ЧН 28/32, ефективна потужність – 1380 кВт; частота обертання валу двигуна – 720 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції суднового двигуна 6ЧН 28/32.

2. Розрахунок робочого циклу та динаміки двигуна 6ЧН 28/32.

3. Розрахунок та проектування поршня суднового двигуна типу 6ЧН 28/32.

4. розробка заходів з охорони праці при експлуатації, обслуговуванні та ремонті ДВЗ.

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

1. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 28/32.

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки дизеля 6ЧН 28/32.

3. Поршень дизеля 6ЧН 28/32.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Тимошевський Б.Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
2	Тимошевський Б.Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
3	Тимошевський Б.Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
4	Тимошевський Б.Г., 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

_____ /В. М. Качалаба /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ /Б.Г. Тимошевський /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі на тему: «*Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)*» виконано базові розрахунки суднового двигуна, а також проектування та конструювання елементів поршневої групи.

Розглянуто конструкцію та принцип роботи суднового двигуна типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32).

Виконано розрахунки робочого циклу, кінематики і динаміки двигуна 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32). На базі розрахунків побудовано індикаторну діаграму, залежності динаміки і кінематики.

Розглянуто умови роботи та сили, що діють на деталі поршневої групи суднового дизеля. Подано перелік матеріалів та їх властивостей, які застосовуються для виробництва деталей поршневої групи. Виконано розрахунок на міцність елементів поршневої групи суднового дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32).

Розглянуті основні аспекти техніки безпеки під час виконання робіт з обслуговування, ремонту й експлуатації енергетичних установок з ДВЗ й іншого допоміжного суднового обладнання. Також було проведено розрахунок штучного освітлення в машинному відділенні.

Кваліфікаційна робота виконана державною мовою. Об'єм роботи складає 64 сторінки пояснювальної записки та три креслення формату А1 у вигляді додатків до роботи.

Ключові слова: судновий двигун внутрішнього згоряння; параметри робочого циклу; ефективна потужність; динамічний розрахунок; кінематичний розрахунок; поршнева група; поршень; палець поршня.

					КРБ.142.4221з.25.01.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

In the qualification work on the topic: «*Calculation of a marine engine type 6CHN 28/32 (MAN 6L28/32)*», basic calculations of a marine engine, as well as the design and construction of piston group elements were performed.

The design and principle of operation of the 6CHN 28/32 marine engine (MAN 6L28/32) are considered.

The calculations of the operating cycle, kinematics and dynamics of the 6CHN 28/32 (MAN 6L28/32) engine are performed. On the basis of the calculations, an indicator diagram, dynamics and kinematics dependencies are constructed.

The working conditions and forces acting on the parts of the piston group of a marine diesel engine are considered. A list of materials and their properties used for the production of piston group parts is given. The strength calculation of the elements of the piston group of a marine diesel engine type 6CHN 28/32 (MAN 6L28/32) is carried out.

The main aspects of safety during the maintenance, repair and operation of power plants with internal combustion engines and other auxiliary ship equipment are considered. The study also calculated artificial lighting in the engine room.

The qualification work was written in the state language. The volume of the work is 64 pages of explanatory note and three A1 drawings in the form of appendices to the work.

Key words: marine internal combustion engine; operating cycle parameters; effective power; dynamic calculation; kinematic calculation; piston group; piston; piston pin.

					<i>КРБ.142.42213.25.01.00.ПЗ</i>	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)	
1.1. Конструктивні особливості дизеля 6ЧН 28/32.....	9
1.2. Висновок до розділу.....	18
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ ДВИГУНА 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)	
2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми дви- гуна 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32).....	19
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32).....	29
2.3. Висновок до розділу.....	40
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ПОРШНЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)	
3.1. Аналіз умов роботи поршнів і матеріалів, що застосовують для їх ви- готовлення	41
3.2. Аналіз умов роботи пальців і матеріалів, що застосовують для їх ви- готовлення.....	49
3.3. Розрахунок конструкції поршня та пальця суднового дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32).....	51
3.4. Висновок до розділу.....	54
Розділ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ОБСЛУГОВУВАННІ ТА РЕМОНТІ ДВЗ	
4.1. Базові положення з техніки безпеки.....	56
4.2. Розрахунок штучного освітлення.....	61
4.3. Висновок до розділу.....	62

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

Додаток А. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 28/32

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

Додаток В. Поршень дизеля 6ЧН 28/32

					<i>КРБ.142.4221з.25.01.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Одним з головних та пріоритетних завдань розвитку суднобудування країни є максимальне підвищення циліндрової потужності, надійності та довговічності роботи, а також забезпечення високої економічності суднових ДВЗ. Вирішення цієї важливої задачі напряду залежить від ступеня досконалості конструктивного виконання ДВЗ, правильності організації робочого процесу, а також безумовно якості їх експлуатації та обслуговування. Остання зазначена обставина дуже тісно пов'язана з якістю та рівнем технічної підготовки та грамотності персоналу судна.

У якості головних двигунів у складі сучасних енергетичних суднових установок широко використовують потужні двохтактні малообертові (МОД) та чотирьохтактні середньообертові (СОД) форсовані дизельні двигуни.

Розвиток суднових ДВЗ здебільшого спрямований на підвищення циліндрової потужності, паливної економічності, екологічності, а також впровадження прогресивних технічних рішень, які забезпечують зростання ефективності усієї енергетичної установки судна (наприклад, зниження масогабаритних параметрів та металоємності виробництва, застосування важких палив тощо).

					<i>КРБ.142.4221з.25.01.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1
ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА
6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

1.1. Конструктивні особливості дизеля 6ЧН 28/32

Серія двигунів L28/32 (див. рис. 1.1), параметри яких наведені в табл. 1.1, призначена для використання в якості основних (775 об/хв.) для приводу гребного гвинта через редуктор, а також як допоміжні (див. рис. 1.2).

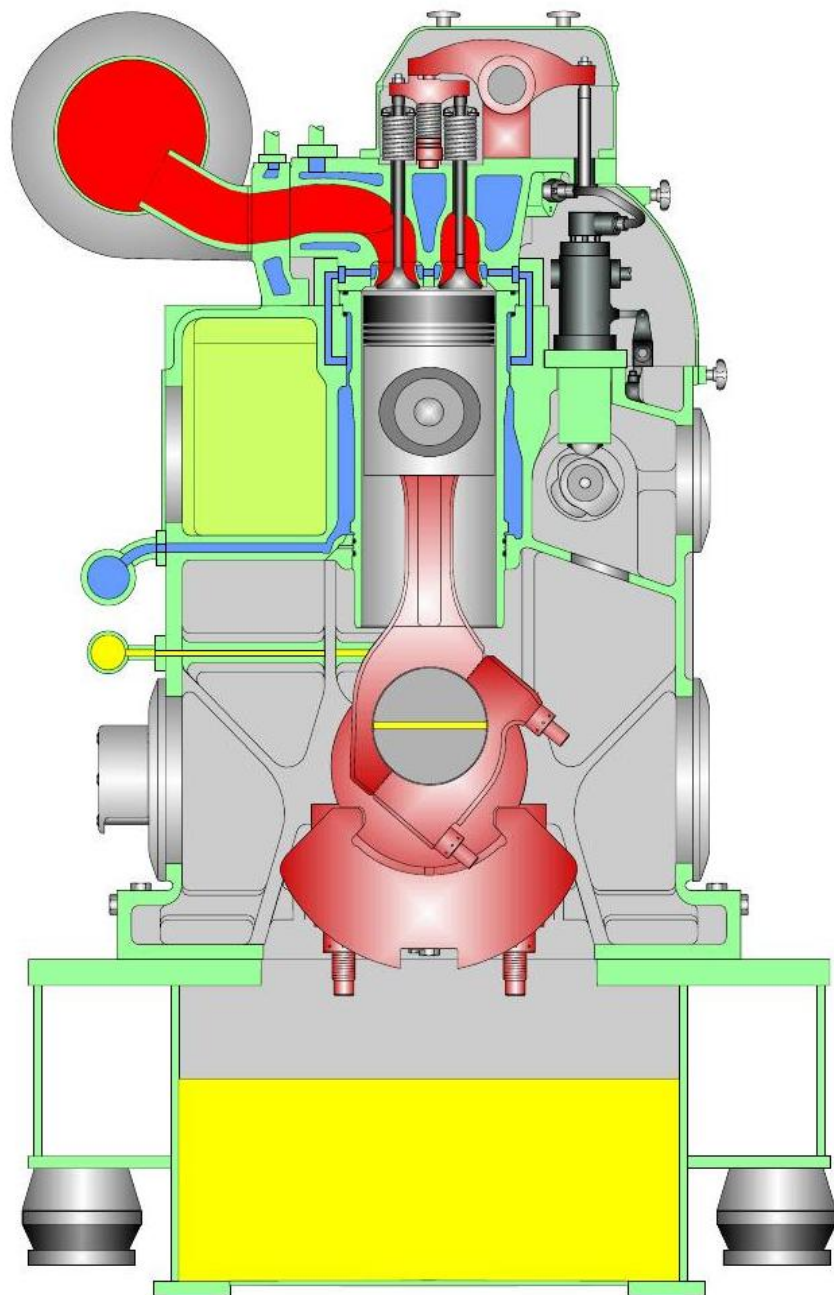


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики модельного ряду дизелів L28/32

Параметр	Розмірність	Величина
Циліндрова потужність	кВт	175/185/220
Частота обертання	хв ⁻¹	720/750/775
Діаметр робочого циліндра	мм	280
Хід поршня	мм	320
Ступінь стиснення	–	13,3
Максимальний тиск згоряння	МПа	13/14,5
Середній ефективний тиск	МПа	1,79/1,93
Питома ефективна витрата палива	г/(кВт·год)	188/190
Кількість циліндрів	шт.	5, 6, 7, 8, 9

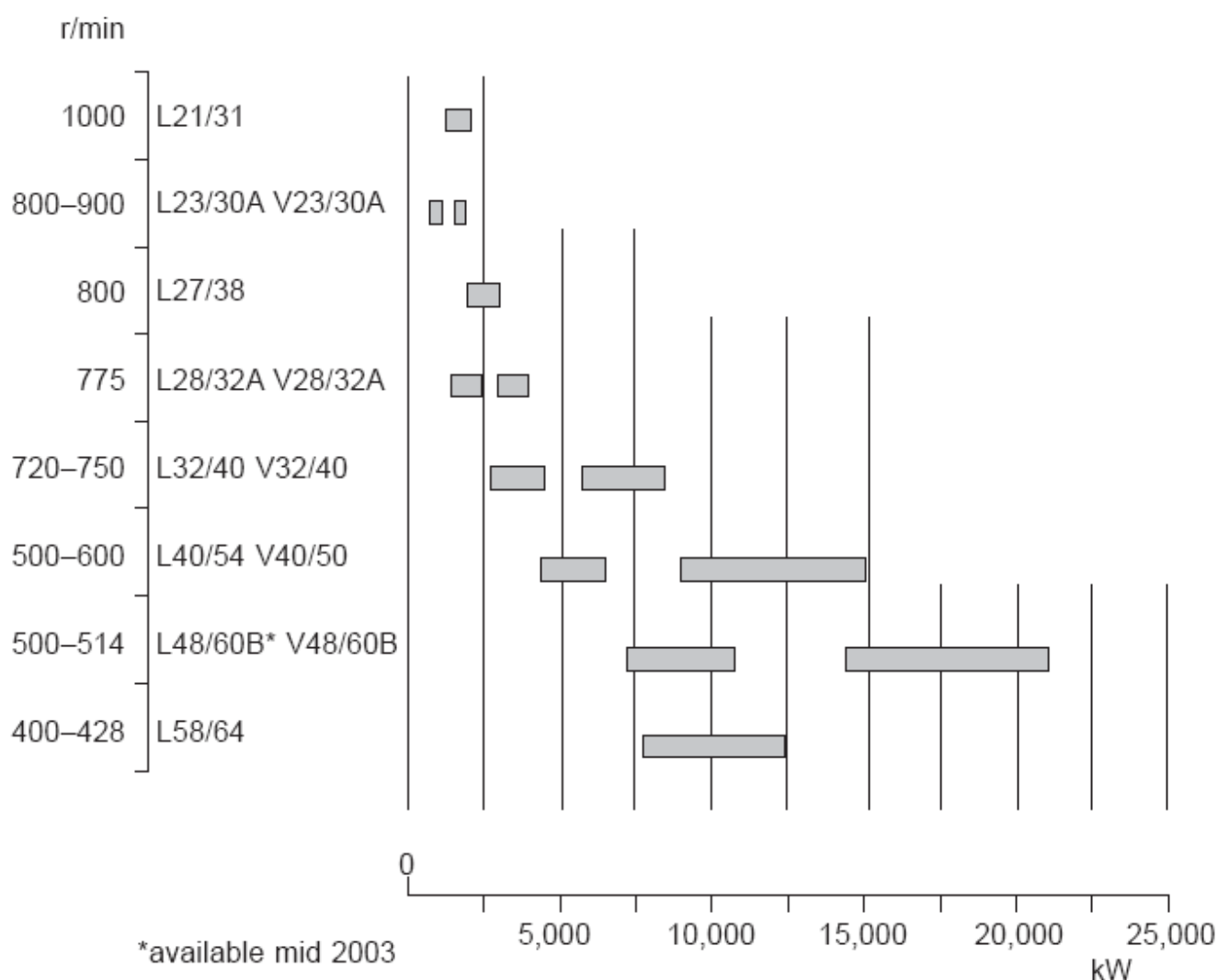


Рисунок 1.2 – Модельний ряд середньошвидкісних двигунів MAN B&W

Фундаментна рама дизеля 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32) виготовлена зі сталевій зварної конструкції. Блок циліндрів (див. рис. 1.3) та станина є монолітним виливком.

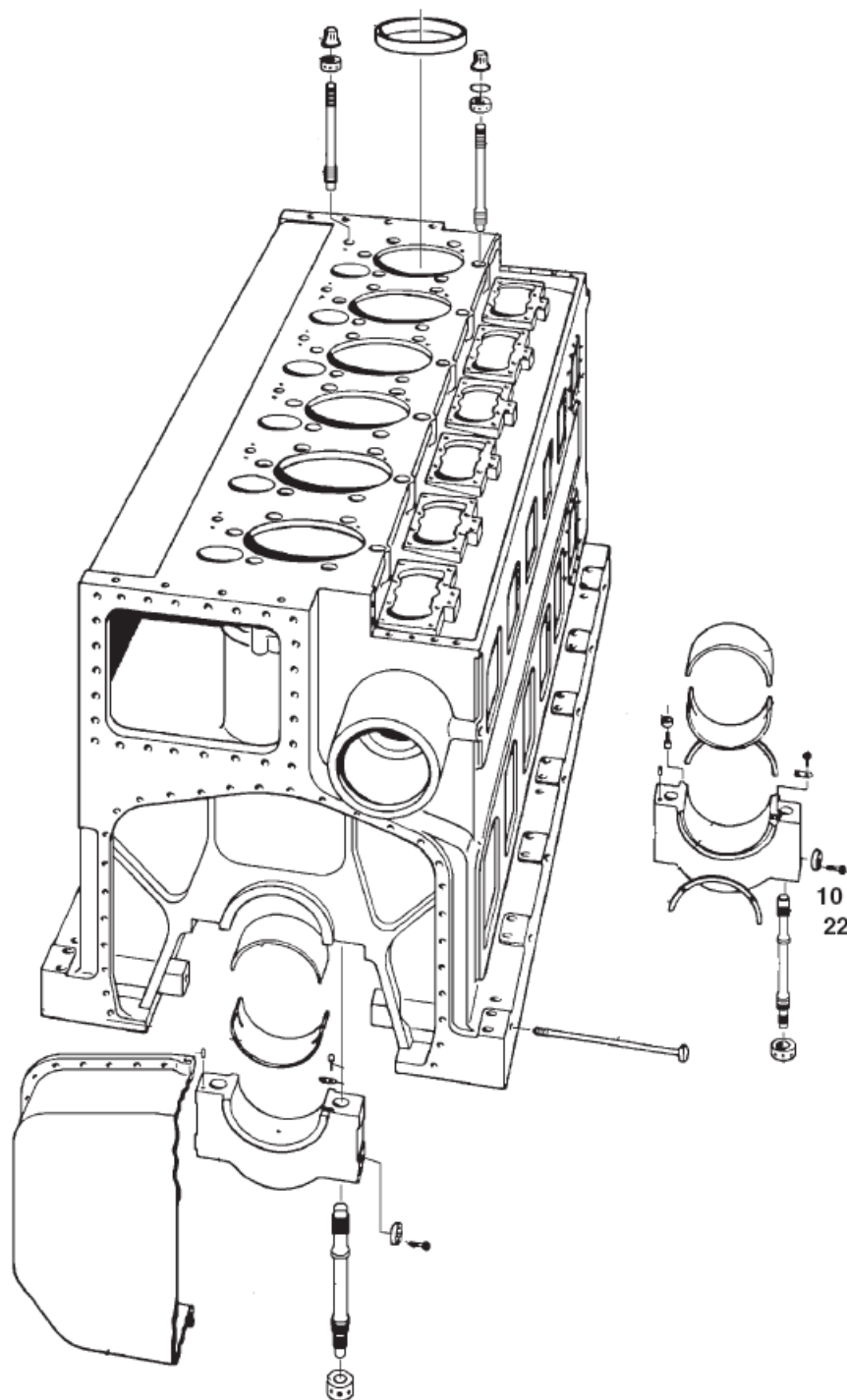


Рисунок 1.3 – Блок-картер дизеля 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

Колінчастий вал (рис. 1.4) підтримується на кришках рамових підшипників, які закріплені шпильками з гідравлічним затягуванням. Фіксація шпильок здійснюється за допомогою горизонтальних болтів, що вкручуються в станину. Ці болти не лише підвищують поперечну жорсткість вузла, але й виконують функцію додаткової підвіски для кришок підшипників.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.01.01.ПЗ

Аркуш

11

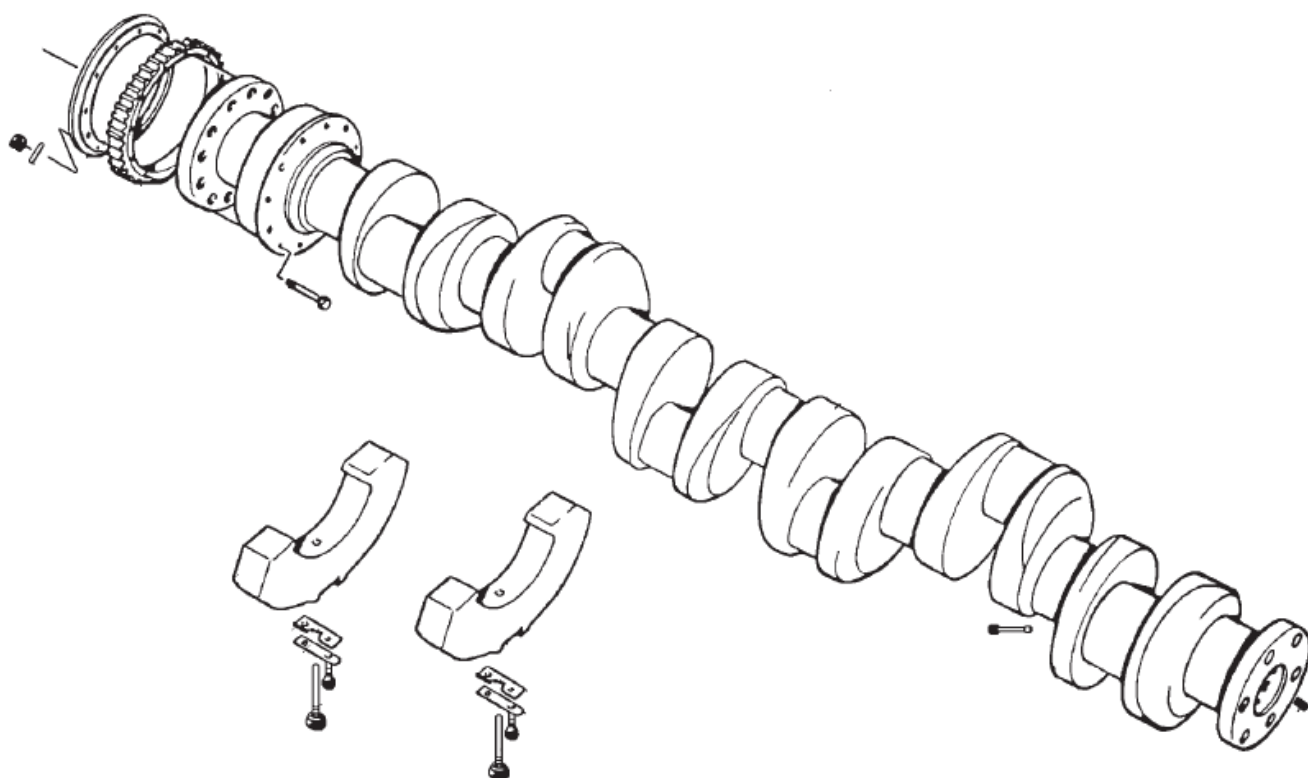


Рисунок 1.4 – Колінчастий вал дизеля 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

Втулки циліндрів (рис. 1.5) виготовлені з дрібнозернистого перлітного чавуну. Робоча поверхня оброблена хонінгуванням для полегшення пригонки та покращення утримання масла. Охолодження втулок здійснюється традиційним способом — за допомогою води, що циркулює в зарубашечному просторі блоку.

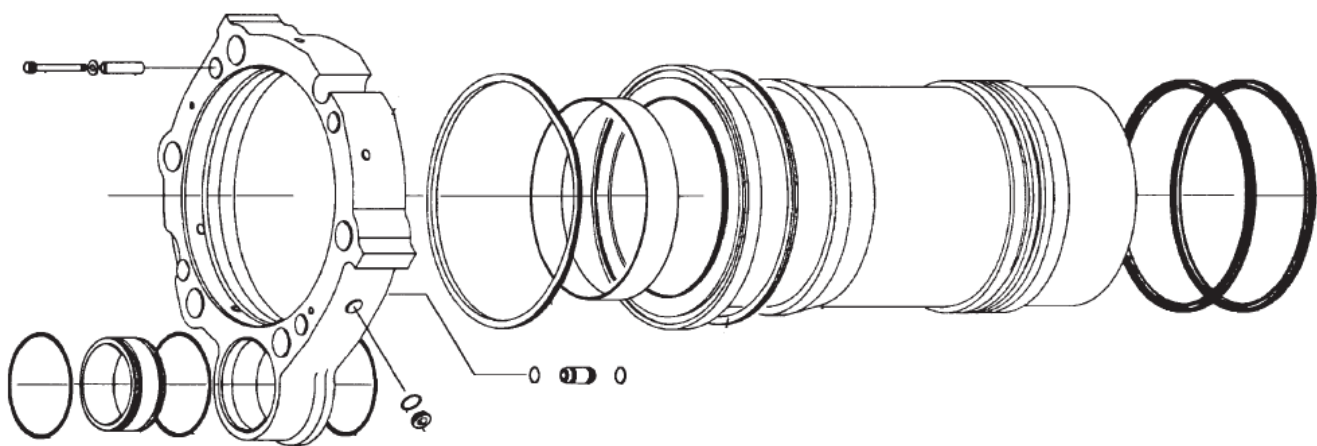


Рисунок 1.5 – Втулка циліндра дизеля 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

Ущільнення від протікання забезпечується гумовими кільцями. Напрямний пояс блоку оснащений змінним протизносним кільцем. Втулка має товсті стінки,

					КРБ.142.4221з.25.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

що гарантує високу жорсткість і зменшує ризик деформацій, які можуть порушити концентричність внутрішнього кола.

Циліндрові кришки виготовлені з чавуну та литі. Вони обладнані чотирма взаємозамінними впускними та випускними клапанами, форсункою, а також запобіжним і індикаторним клапанами. Вогневе днище має товсті стінки і каналне охолодження. Розподільний вал складається з кількох частин і розташований у верхній частині фундаментної рами. Привід вала здійснюється через шестерний механізм, який дозволяє змінювати положення відомої шестерні відносно вала (рис. 1.6).

Це дає можливість регулювати кут випередження впорскування, що, в свою чергу, впливає на максимальний тиск у циліндрах. Зміна тиску P_z в окремих циліндрах може бути досягнута шляхом додавання або видалення прокладок під роликівим приводом ПНВТ.

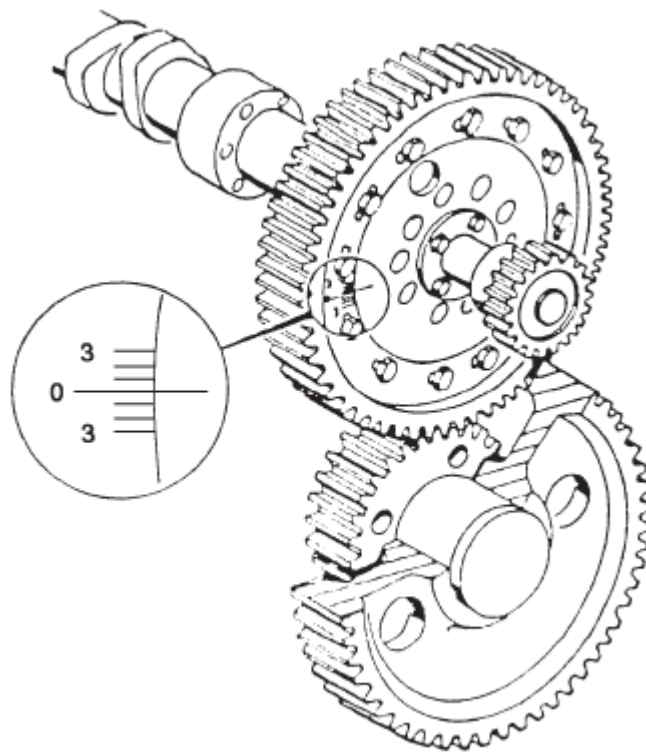


Рисунок 1.6 – Регульований шестеренний привід розподільного вала

Поршні мають моноблочну конструкцію і тонкі стінки, що забезпечує низькі інерційні сили. Охолодження поршня відбувається за рахунок масла, яке пода-

ється через шатун. Інтенсифікація теплопередачі досягається завдяки збовтуванню масла в голівці під час руху поршня. Передача тиску газів від головки до бо- бишок поршня здійснюється безпосередньо, минаючи спідницю (див. рис. 1.7).

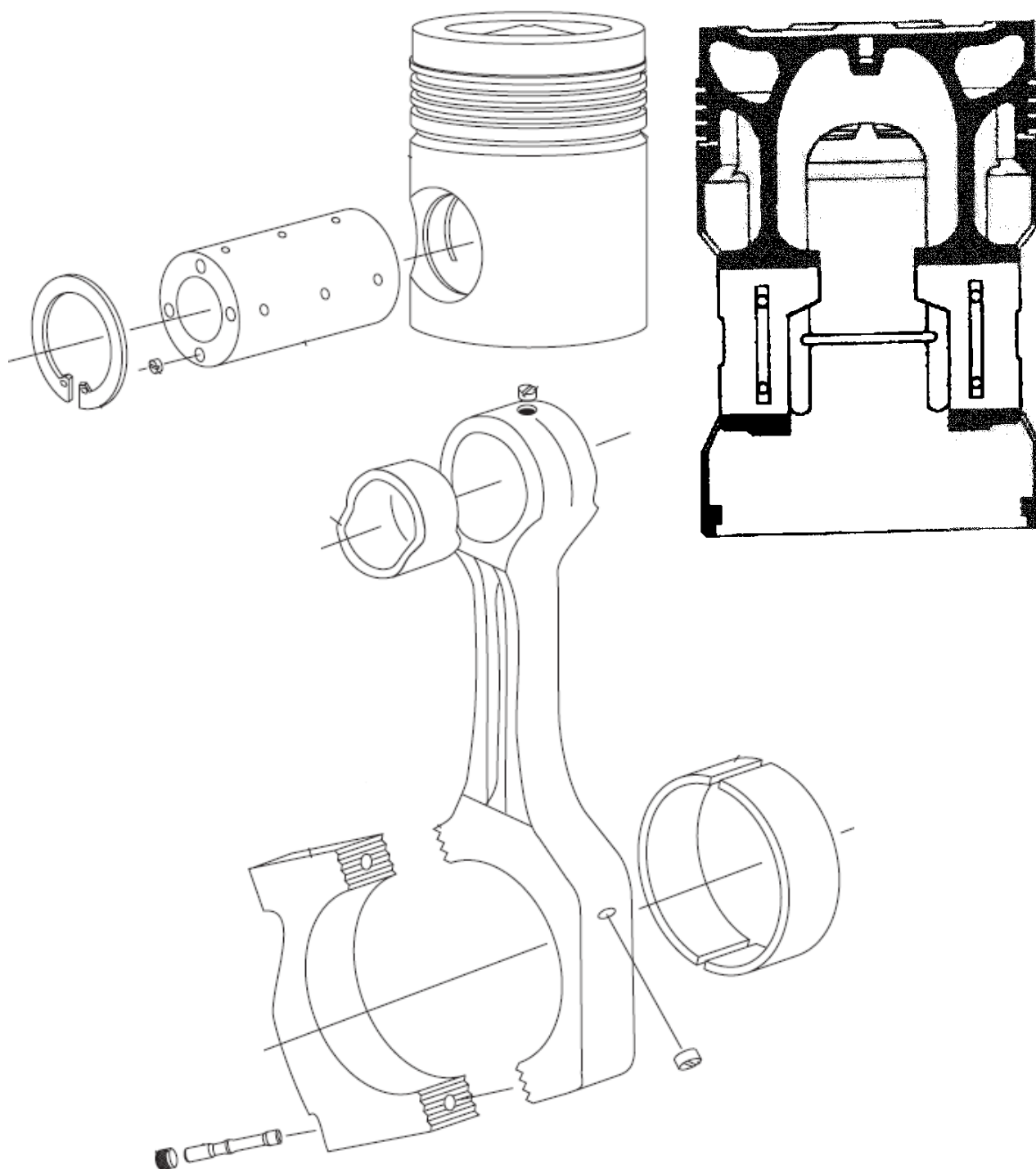


Рисунок 1.7 – Устрій деталей руху дизеля 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.01.01.ПЗ

Аркуш

14

Таке рішення запобігає деформації спідниці та дозволяє зменшити проміжок між нею і втулкою. Це, в свою чергу, зменшує перекошування поршня у втулці, знижує витік газів і сприяє зменшенню витрат масла.

Зона, де розташовані поршневі кільця, також звільнена від впливу тиску газів, що усуває деформацію кепів і, як наслідок, заклинювання поршневих кілець. Верхня бічна поверхня головки оброблена з урахуванням установки антиполірувального кільця у втулку циліндра.

На поршні встановлено три компресійних кільця та одне маслоснімне. Робоча поверхня компресійних кілець має бочкоподібну форму і покрита хромом.

Шатун виготовлений зі сталі методом лиття (див. рис. 1.7) і має двотавровий переріз. Нижня головка оснащена косим роз'ємом, що дозволяє виймати шатун через втулку робочого циліндра.

Поверхня роз'єму має зубчасту структуру, що запобігає зсуву в площині роз'єму та виникненню зрізних напружень у чотирьох болтах кріплення. Вкладиші підшипника виконані в тришаровій конструкції. Верхня головка шатуна виготовлена зі сталі і має запресовану бронзову втулку.

Турбонаддув реалізується на основі постійного тиску газів у колекторі (схема наддуву представлена на рис. 1.8). Корпус турбіни не підлягає охолодженню, що виключає ризик корозії. Ковзні підшипники розміщені між корпусами турбіни та компресора. Для розгону турбіни в перехідних режимах використовується подача стисненого повітря на колесо компресора (система Лямбда-контролер).

Паливорозпилювальна апаратура розроблена для роботи з важкими паливами, що мають в'язкість до 700 сСт. Вона оснащена висконапірним насосом (ПНВТ) золотникового типу, який регулює подачу пального на початку та в кінці циклу. У насосі є камера низького тиску навколо втулки плунжера, що забезпечує безперервну циркуляцію гарячого пального.

Це запобігає охолодженню насоса під час зупинок двигуна та покращує наповнення насоса паливом при наступному запуску. Крім того, циркуляція запобігає газифікації пального в порожнинах насоса і підтримує стабільний температурний режим.

					КРБ.142.4221з.25.01.01.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Нижня частина насоса та плунжерна пара змащуються і ущільнюються маслом, яке надходить із системи змащення двигуна. Форсунка має кілька отворів і охолоджується дизельним паливом або термомастилом.

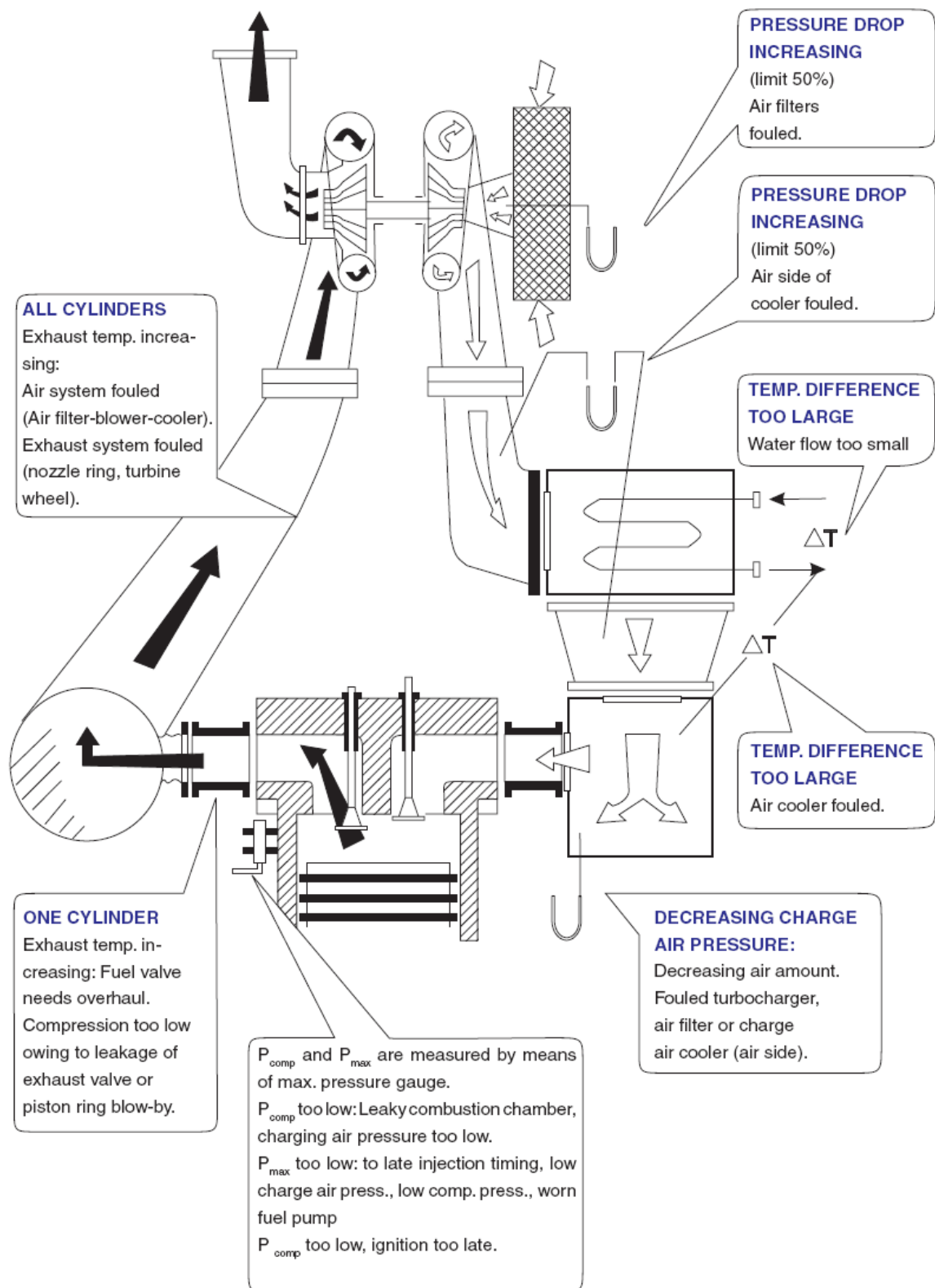


Рисунок 1.8 – Схема системи наддуву дизеля 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.01.01.ПЗ

Аркуш

16

Новим рішенням є впровадження вставної, замінюваної втулки, яка вставляється в кришку циліндра (рис. 1.9). Це покращує охолодження корпусу форсунки та забезпечує її щільну посадку. Після запресовування втулки в кришку, посадкова поверхня під форсунку додатково обробляється спеціальною конічною розгортою.

Така практика добре зарекомендувала себе в двигунах Caterpillar. У разі виникнення витоків газів рекомендується замінити втулку.

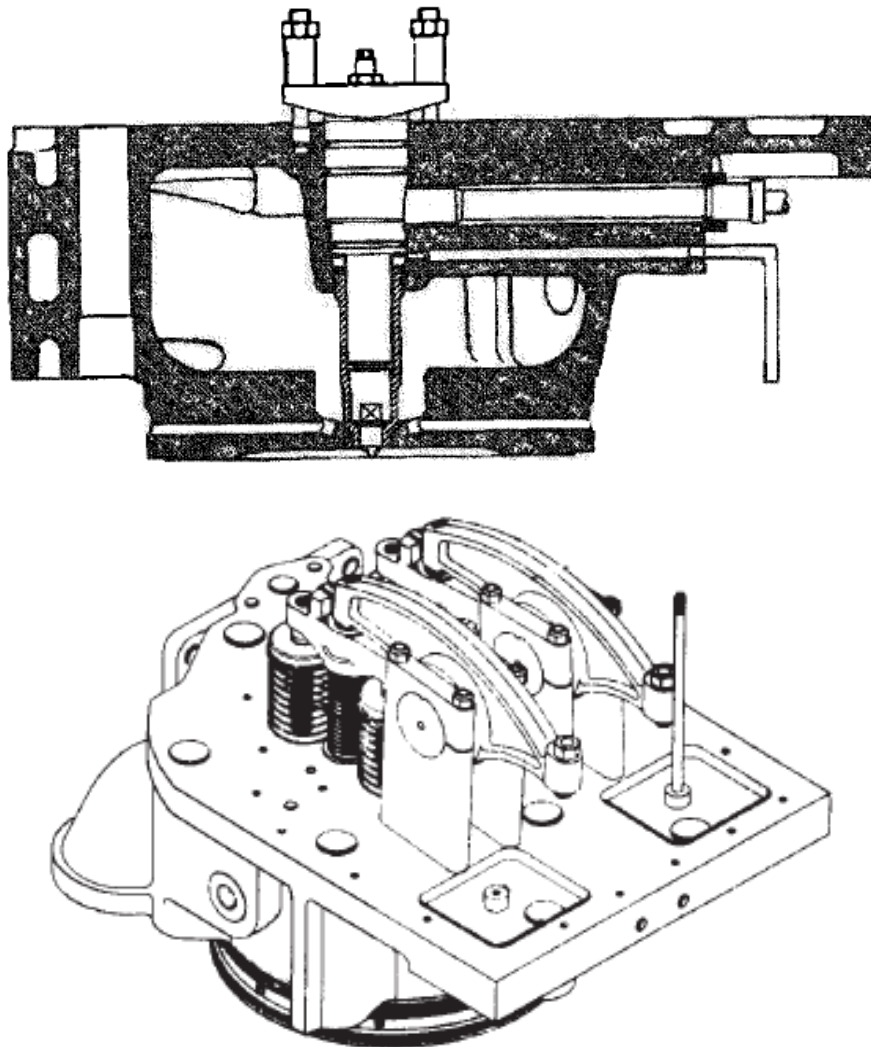


Рисунок 1.9 – Кришка робочого циліндра дизеля 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

Запуск і зупинка двигуна здійснюються на важкому паливі, і не рекомендується переходити на дизельні пального через ризик несумісності, що може виникнути під час змішування важкого та легкого пального.

1.2. Висновок до розділу

Судновий середньообертовий дизель виробництва двигунобудівної компанії MAN 6L28/32(маркування за ДСТУ 6ЧН 28/32) є сучасним, економічним та надійним двигуном, який цілком відповідає потребам щодо використання на судні.

Поперечний розріз цього суднового середньообертового дизеля 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32) у даній роботі представлено на кресленні формату А1.

					КРБ.142.4221з.25.01.01.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ ДВИГУНА 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми двигуна 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

На початку створення двигунів внутрішнього згоряння та загалом теорії поршневих двигунів ще у 1907 році видатним вітчизняним вченим професором Гриневецьким В.І. було розроблено основи теплового розрахунку ДВЗ. Модель теплового розрахунку, яка була розроблена Гриневецьким, є актуальною та затребуваною і на сьогодні. Ця фундаментальна модель дає змогу отримати базові уявлення щодо проходження основних процесів у робочій порожнині поршневих двигунів. У подальшому поступово ця модель теплового розрахунку ДВЗ була вдосконалена іншими відомими вітчизняними науковцями. Найбільший вклад з яких вніс професор Мазінг Є.К. У подальшому, завдяки його значному вкладу модель почали називати вже на честь цих двох відомих вчених – «Модель Гриневецького-Мазінга».

Тепловий розрахунковий цикл дизельного двигуна чи двигуна з примусовим запаленням за методикою Гриневецького-Мазінга є по суті сукупністю п'ятих послідовних процесів, що проходять у ДВЗ: наповнення, стиснення, згоряння пального з тепловиділенням, догоряння залишків палива, розширення та випуску. Основні формули для розрахунку, які застосовано у моделі Гриневецького-Мазінга для кожного з наведених вище процесів одержують шляхом спільного розв'язання рівнянь балансу енергії, ідеального газу, а також балансу речовин. Процес випуску відпрацьованих газів (ВГ) та вплив цього процесу на наповнення свіжим зарядом повітря в рамках методики Гриневецького-Мазінга не розглядаються. Також потрібно сказати, що основні процеси стиснення та розширення у моделі прийняті як політропні, а процес згоряння у методиці умовно розділяють на дві основні частини – із підведенням тепла за ізохорою ($V=\text{const}$) та підведення за ізобарою ($P=\text{const}$). Ці процеси у моделі характеризуються такими параметра-

					КРБ.142.4221з.25.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

ми, як – ступінь підвищення тиску у циліндрі й ступінь попереднього розширення робочого тіла. Відповідно, за таких зазначених припущень, початком процесу вигорання палива вважається ВМТ (верхня мертва точка) на такті стиснення свіжого повітря. Для забезпечення наближення розрахункової моделі до реальних робочих циклів у неї вводять коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми ξ , який застосовується під час визначенні середнього індикаторного тиску у циліндрі.

Треба зазначити, що тепловий розрахунок робочого циклу ДВЗ закінчується отриманням індикаторних показників (за винятком індикаторної потужності). Ефективні (зв'язок лише через механічний ККД, який закладається з рекомендованих меж) та геометричні розміри двигуна від розрахункового циклу за методикою Гриневецького-Мазінга не залежать. Саме у цьому і полягає один із базових якісних недоліків моделі розрахунку Гриневецького-Мазінга. Тобто це відсутність прямого зв'язку між параметрами робочого циклу та робочого тіла зі швидкістю поршня (чи повороту колінчастого валу ϕ). Однак, також варто сказати, що завдяки своїй значній простоті та задовільній інформативності отриманих результатів методика Гриневецького-Мазінга і далі продовжує застосовуватися для забезпечення професійної підготовки майбутніх фахівців у галузі ДВЗ.

Розрахунок робочого циклу суднового дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32) за розрахунковою математичною моделлю Гриневецького-Мазінга реалізується у роботі в зручному для програмування здобувачі середовищі Matcad.

Вихідні дані (наводяться у таблиці – 2.1) для розрахунку робочого циклу суднового дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32) було взято із завдання, частково обрано з відповідних літературних джерел, а також технічного опису та паспортом самого двигуна.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N_e , кВт	1380,0
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	720,0
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,1013
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	298
5	Тиск наддуву	p_k , МПа	0,350

6	Коефіцієнт продувки	φ_a	1,0500
7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,0200
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,920
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,960
10	Ступінь стиску	ε	13,3
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,150
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	$\Delta T_a, K$	20,0
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	φ_n	0,0
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,990
15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,920
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$	0,840
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	$\Delta P_{ox}, MPa$	0,004
18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,92
19	Температура залишкових газів	T_r, K	750,0
20	Масовий склад палива (кг/кг)	$C/H/ S/O$	0,870 /0,126 /0 /0,0040
21	Нижча теплота згоряння палива	$Q_H, kДж/кг$	42700,00
22	Кількість циліндрів	i	6
23	Діаметр циліндра	$D_c, м$	0,280
24	Хід поршня	$S, м$	0,320
25	Коефіцієнт тактності	z	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α	2,5370
27	Показник адіабати повітря	k_B	1,4
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$	0,830
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$	0,940
30	Температура охолоджуючої рідини на вході	T_w, K	300,00
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,980
32	Відношення тисків перед турбіною до тиску за компресором	Ψ_t	0,81720

Розрахунок процесу наповнення, суднового дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32), який забезпечує двигун свіжим зарядом повітря для згоряння циклової дози пального, подано у таблиці – 2.2.

Таблиця 2.2 – Процес наповнення дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k, K	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	448,9880
2	Температура повітря перед двигуном	T_s, K	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	311,919001
3	Температура заряду наприкінці процесу наповнення	T_a, K	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	340,11701
4	Тиск повітря перед двигуном	P_s, MPa	$P_s = P_k - \Delta P_{ox}$	0,3460041
5	Тиск заряду наприкінці процесу наповнення	P_a, MPa	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,339010

6	Коефіцієнт наповнення циліндру	η_H	$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H)$	0,953010
---	--------------------------------	----------	--	----------

Розрахунок процесу стиснення заряду повітря, суднового дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32), який забезпечує підвищення тиску та температури повітря з метою утворення умов для самозаймання палива, подано у таблиці – 2.3.

Таблиця 2.3 – Процес стиснення дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Середня мольна ізохорна теплоємність свіжого повітря	c'_v , кДж/(кмоль·К)	$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$	–
2	Середня мольна ізохорна теплоємність чистих ВГ	c''_v , кДж/(кмоль·К)	$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	–
3	Теплоємність суміші повітря та ВГ на ході стиску	c''_{vc} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)}$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,002509011; a_{vc} = 19,26900001$	–
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$	1,36400001
5	Тиск наприкінці стиску	P_c , МПа	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	11,57800001
6	Температура наприкінці стиску	T_c , К	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	873,2060

Розрахунок процесу згоряння (найбільш складної частини теплового розрахунку), суднового дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32), під час якого відбувається виділення акумульованої у паливі енергії, подано у таблиці – 2.4.

Таблиця 2.4 – Процес згоряння дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Кількість повітря	L , кмоль/кг	$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,2550
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,02520

					КРБ.142.4221з.25.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,02470
4	Частка палива, яка згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,958020
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,024031
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)	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,73485000; b_z = 0,0029300231$	—
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у b	c_{vb} , кДж/(кмоль·К)	$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 19,754601103; b_b = 0,002950200141$	—
10	Максимальна температура	T_z , К	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8,314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8,314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1707,530
11	Максимальний тиск	P_z , МПа	$P_z = \lambda \cdot P_c$	13,31500

Розрахунок процесу розширення (робочого ходу), суднового дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32), під час якого відбувається зниження температури й тиску робочого тіла у циліндрі, а також виконується корисна робота, подано у таблиці – 2.5.

Таблиця 2.5 – Робочій хід (розширення) дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,741001
2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	7,641004
3	Показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8,314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,284020

4	Температура наприкінці процесу	T_b, K	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	957,9501
5	Тиск наприкінці процесу	$P_b, \text{МПа}$	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	0,97802

За результатами таблиці 2.2–2.5 розраховуємо індикаторні та ефективні показники дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32) – таблиця – 2.6.

Таблиця 2.6 – Індикаторні та ефективні показники дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	$P'_i, \text{МПа}$	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	2,135021
2	Дійсний середній індикаторний тиск	$P_i, \text{МПа}$	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	2,113020
3	Індикаторна питома витрата палива	$g_i, \text{кг/(кВт·год)}$	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,172010
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,48901
5	Середній ефективний тиск	$P_e, \text{МПа}$	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	1,944001
6	Ефективний ККД двигуна	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,45003
7	Питома ефективна витрата палива	$g_e, \text{кг/(кВт·год)}$	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,187456
8	Ефективна потужність двигуна	$N_e, \text{кВт}$	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	1380,233
9	Похибка визначення потужності	$\Delta N, \%$	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,00170

Розрахунок балансу турбокомпресора дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32) є завершальною частинку моделювання, яке у таблиці – 2.7.

Таблиця 2.7 – Розрахунок балансу ТК дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Витрата повітря	$G, \text{кг/с}$	$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	2,7430

Таблиця 2.9 – Координати діаграми дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V _c)	P _{стис.} , МПа	P _{розш.} , МПа
1	1	11,578	13,315
2	1,741	5,434806	13,315
3	2,349368	3,611239	9,062031
4	2,957737	2,637817	6,742404
5	3,566105	2,043811	5,302852
6	4,174474	1,648666	4,331858
7	4,782842	1,369436	3,637558
8	5,391211	1,16309	3,119188
9	5,999579	1,005256	2,719066
10	6,607947	0,881176	2,401935
11	7,216316	0,781432	2,14511
12	7,824684	0,699753	1,933372
13	8,433053	0,631815	1,756153
14	9,041421	0,574548	1,605901
15	9,649789	0,525716	1,477086
16	10,25816	0,483654	1,365569
17	10,86653	0,447101	1,268196
18	11,47489	0,415084	1,182523
19	12,08326	0,386843	1,106629
20	12,69163	0,361773	1,038988
21	13,3	0,339391	0,978366

За одержаними вище результатами моделювання циклу дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32), що наводиться у таблицях 2.2–2.7, аналітичним шляхом розраховуємо потрібні для побудови індикаторної діаграми (у вигляді $T-V/V_c$) координати. Для цього використовуємо узагальнюючу таблицю – 2.10. Ординати політропи отримуються за рівняннями – $T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}}$, $T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$ (значення температури

розраховуємо за виразом $T_y = T_c \lambda$). За даними розрахунку (табл. 2.11) будуємо діаграму у вигляді $T-V/V_c$ дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32) – рис. 2.2.

Таблиця 2.10 – Параметри розрахунку діаграми дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

Параметри для розрахунку							
T _r , К	T _a , К	T _s , К	T _k , К	T _b , К	T _c , К	T _z , К	λ
729,793	340,117	311,919	448,988	957,95	873,206	1707,53	1,150

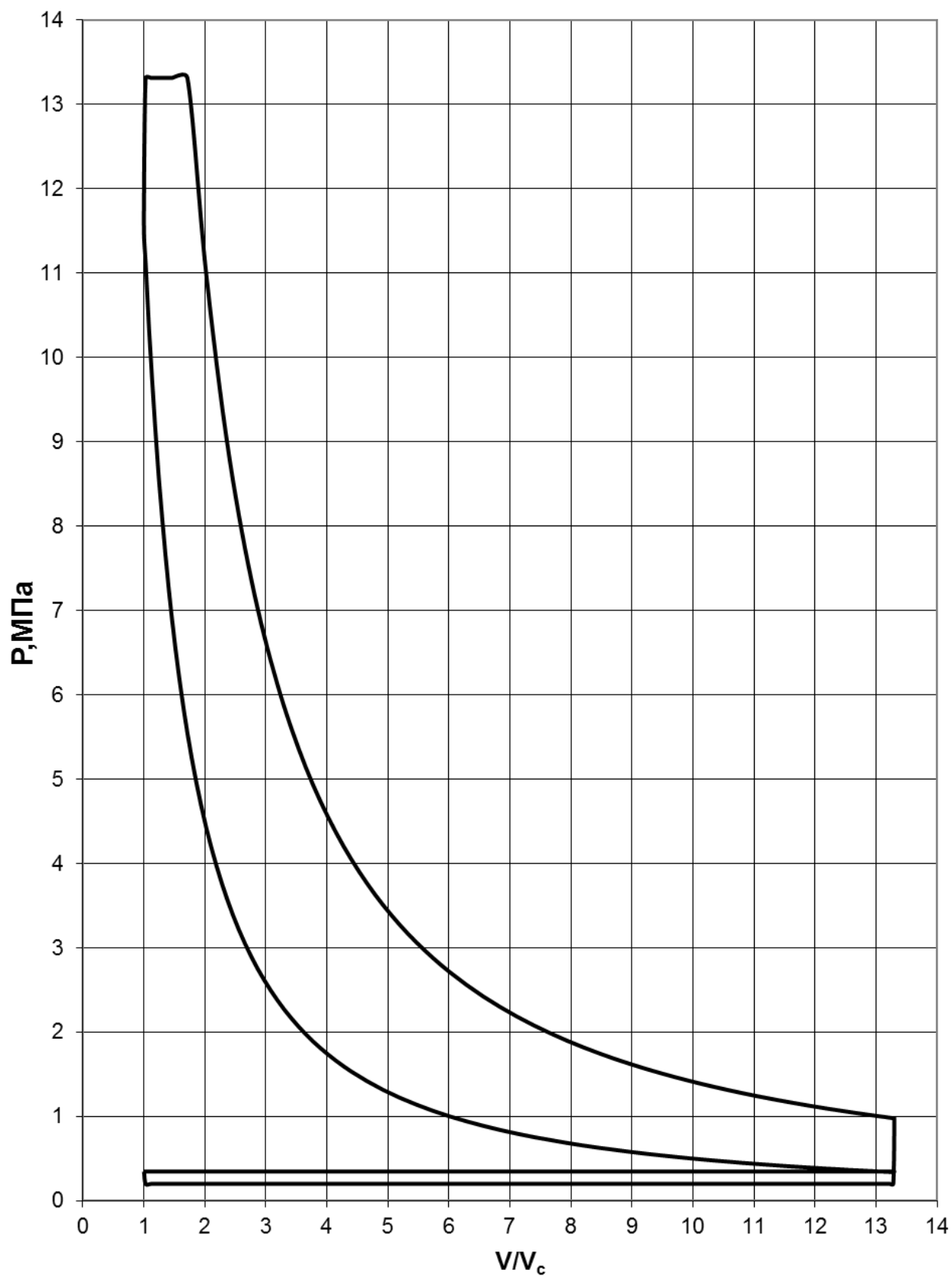


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

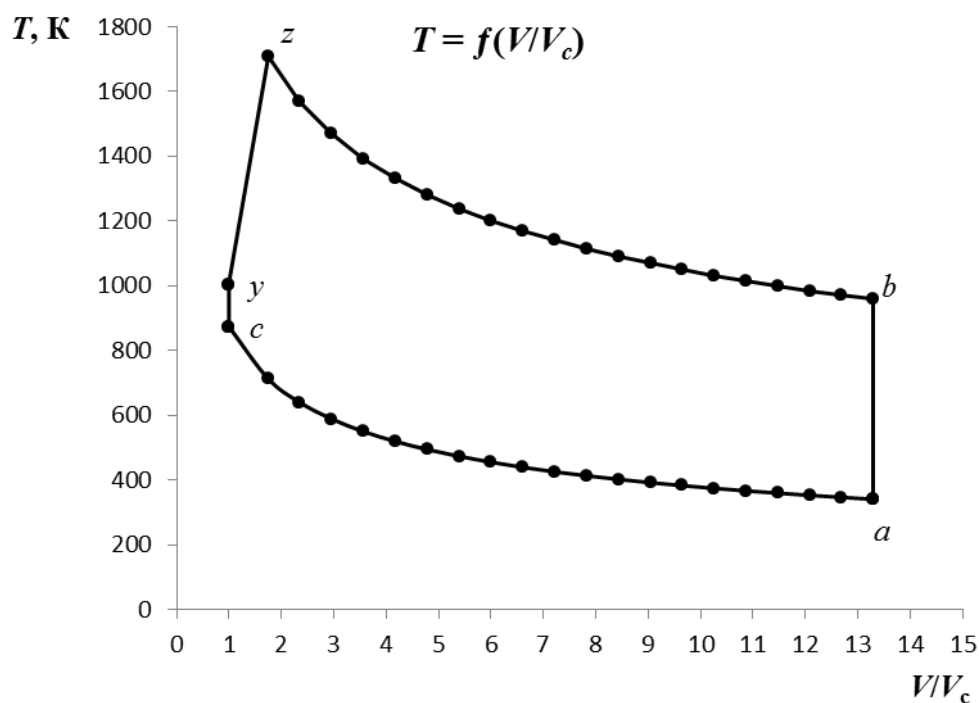
КРБ.142.4221з.25.01.02.ПЗ

Аркуш

27

Таблиця 2.11 – Координати діаграми дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V_c)	$T_{ст}, K$	$T_{розш}, K$
1	1	873,206	1004,187
2	1,741	713,6183	1707,53
3	2,349368	639,8682	1568,213
4	2,957737	588,42	1468,935
5	3,566105	549,6903	1392,939
6	4,174474	519,0601	1332
7	4,782842	493,9818	1281,517
8	5,391211	472,9148	1238,672
9	5,999579	454,8631	1201,625
10	6,607947	439,1496	1169,112
11	7,216316	425,2946	1140,233
12	7,824684	412,9475	1114,322
13	8,433053	401,8447	1090,876
14	9,041421	391,7839	1069,508
15	9,649789	382,6064	1049,91
16	10,25816	374,1859	1031,838
17	10,86653	366,4204	1015,092
18	11,47489	359,2263	999,5087
19	12,08326	352,5345	984,9516
20	12,69163	346,2871	971,3064
21	13,3	340,4354	958,4762

Рисунок 2.2 – Діаграма у $T-V/V_c$ координатах дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.01.02.ПЗ

Аркуш

28

За одержаними вище результатами моделювання циклу дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32), що наводиться у таблицях 2.2–2.7, аналітичним шляхом розраховуємо потрібні для побудови індикаторної діаграми (у вигляді $T-S$) координати. Для цього використовуємо рівняння ентропії:

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

Для кожного процесу діаграми матимемо:

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

За даними розрахунку будують діаграму у вигляді $T-S$ дизеля типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32) – рис. 2.3.

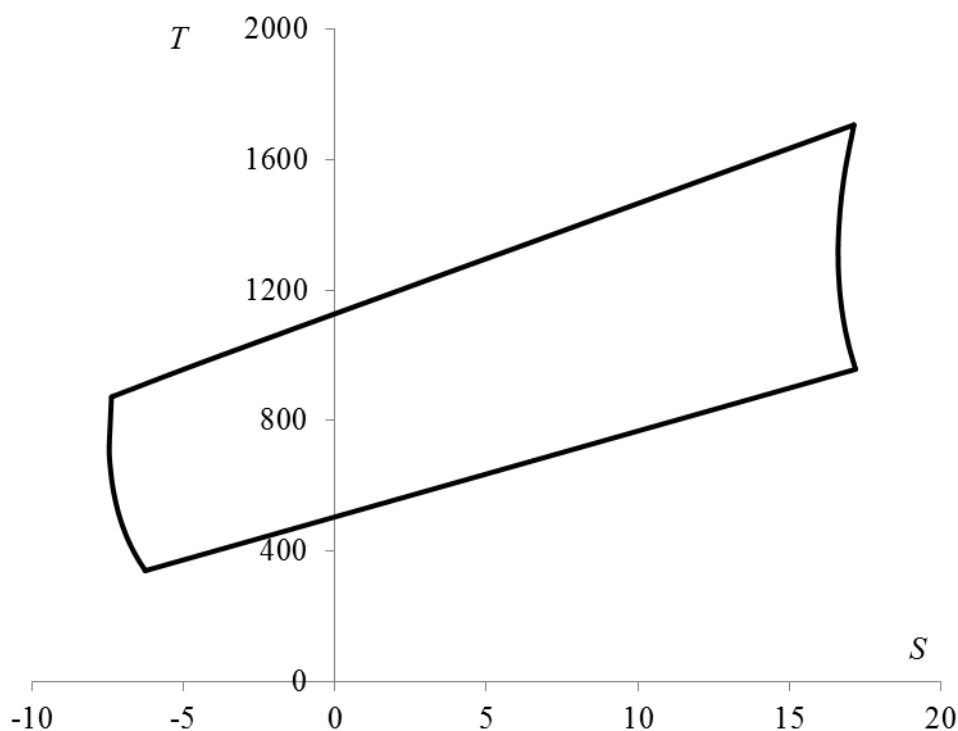


Рисунок 2.3 – Діаграма у $T-S$ координатах дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32)

2.2. Розрахунок кінематики та динаміки дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32)

Розрахунок кінематики судового дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32) по суті полягає у отриманні значень та побудові відповідних залежностей переміщен-

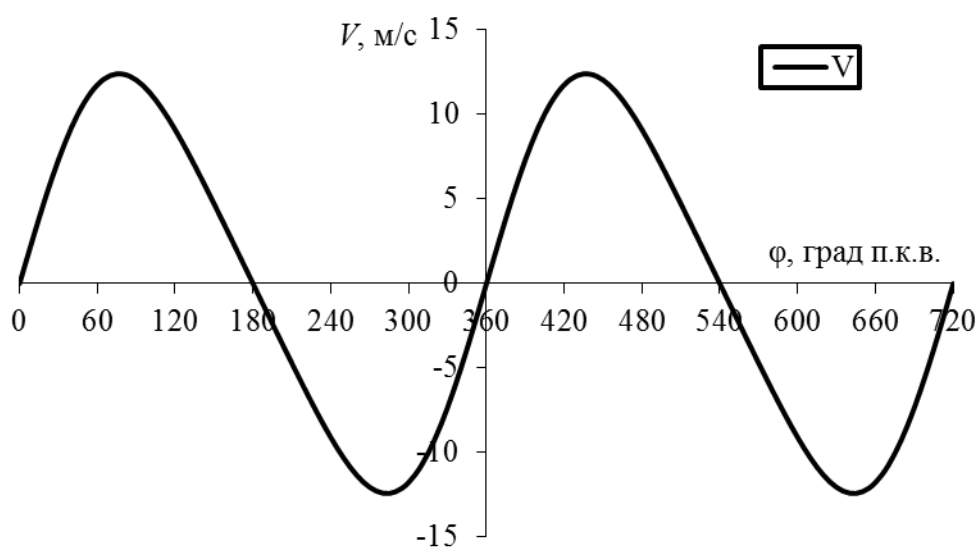
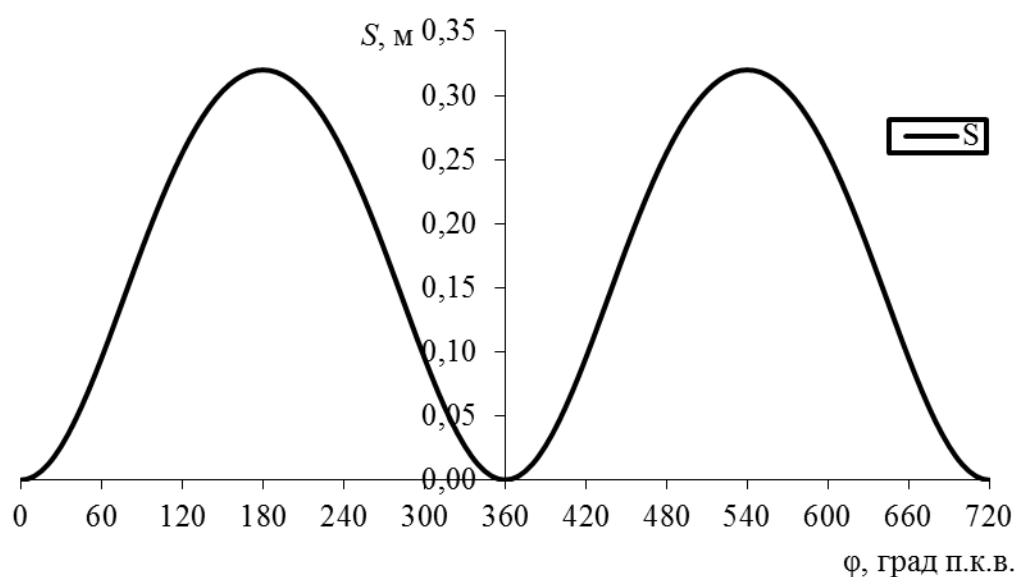
ня поршня – S_φ , швидкості – V_φ та його прискорення – J_φ від кута φ , який відповідає положенню кривошипу у певний проміжок часу роботи двигуна:

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

– швидкість поршня V_φ
$$V_\varphi = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

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

Залежності S_φ , V_φ та J_φ від кута φ суднового дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32) представлено на рис. 2.4, а їх точок (координати) – у табл. 2.12.

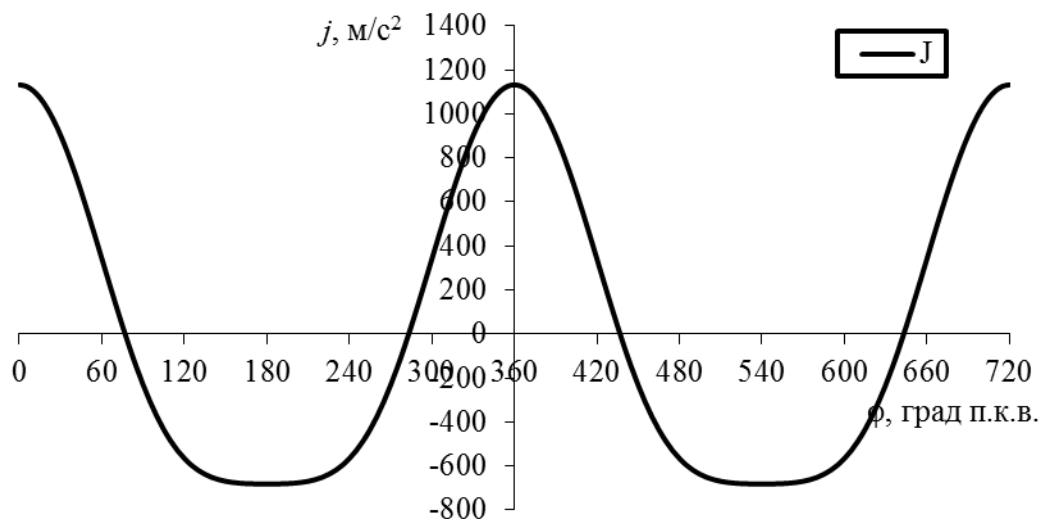


Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.01.02.ПЗ

Аркуш

30



в

Рисунок 2.4 – Діаграми кінематики суднового дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32): а – S_ϕ переміщення поршня; б – V_ϕ швидкість поршня; в – J_ϕ прискорення поршня

Таблиця 2.12 – Точки діаграм кінематики S_ϕ , V_ϕ , та J_ϕ дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32)

ϕ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
0	0,000	0,000	1132,478
5	0,001	1,311	1125,759
10	0,003	2,606	1105,709
15	0,007	3,870	1072,650
20	0,012	5,089	1027,119
25	0,019	6,248	969,859
30	0,026	7,334	901,812
35	0,036	8,335	824,112
40	0,046	9,242	738,062
45	0,057	10,044	645,119
50	0,069	10,735	546,862
55	0,082	11,310	444,960
60	0,095	11,765	341,129
65	0,109	12,099	237,089
70	0,123	12,314	134,507
75	0,138	12,411	34,954
80	0,152	12,395	-60,152
85	0,166	12,271	-149,588
90	0,180	12,048	-232,362
95	0,194	11,734	-307,737
100	0,207	11,336	-375,246
105	0,220	10,865	-434,687
110	0,233	10,330	-486,106
115	0,244	9,740	-529,774
120	0,255	9,104	-566,147
125	0,265	8,429	-595,825
130	0,275	7,724	-619,510
135	0,283	6,995	-637,964

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.01.02.ПЗ

Аркуш

31

140	0,291	6,248	-651,966
145	0,298	5,486	-662,282
150	0,304	4,714	-669,636
155	0,309	3,936	-674,684
160	0,313	3,153	-678,002
165	0,316	2,366	-680,073
170	0,318	1,578	-681,277
175	0,320	0,789	-681,888
180	0,320	0,000	-682,074
185	0,320	-0,789	-681,888
190	0,318	-1,578	-681,277
195	0,316	-2,366	-680,073
200	0,313	-3,153	-678,002
205	0,309	-3,936	-674,684
210	0,304	-4,714	-669,636
215	0,298	-5,486	-662,282
220	0,291	-6,248	-651,966
225	0,283	-6,995	-637,964
230	0,275	-7,724	-619,510
235	0,265	-8,429	-595,825
240	0,255	-9,104	-566,147
245	0,244	-9,740	-529,774
250	0,233	-10,330	-486,106
255	0,220	-10,865	-434,687
260	0,207	-11,336	-375,246
265	0,194	-11,734	-307,737
270	0,180	-12,048	-232,362
275	0,166	-12,271	-149,588
280	0,152	-12,395	-60,152
285	0,138	-12,411	34,954
290	0,123	-12,314	134,507
295	0,109	-12,099	237,089
300	0,095	-11,765	341,129
305	0,082	-11,310	444,960
310	0,069	-10,735	546,862
315	0,057	-10,044	645,119
320	0,046	-9,242	738,062
325	0,036	-8,335	824,112
330	0,026	-7,334	901,812
335	0,019	-6,248	969,859
340	0,012	-5,089	1027,119
345	0,007	-3,870	1072,650
350	0,003	-2,606	1105,709
355	0,001	-1,311	1125,759
360	0,000	0,000	1132,478
365	0,001	1,311	1125,759
370	0,003	2,606	1105,709
375	0,007	3,870	1072,650
380	0,012	5,089	1027,119
385	0,019	6,248	969,859
390	0,026	7,334	901,812
395	0,036	8,335	824,112
400	0,046	9,242	738,062
405	0,057	10,044	645,119
410	0,069	10,735	546,862
415	0,082	11,310	444,960
420	0,095	11,765	341,129
425	0,109	12,099	237,089
430	0,123	12,314	134,507
435	0,138	12,411	34,954

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.01.02.ПЗ

Аркуш

32

440	0,152	12,395	-60,152
445	0,166	12,271	-149,588
450	0,180	12,048	-232,362
455	0,194	11,734	-307,737
460	0,207	11,336	-375,246
465	0,220	10,865	-434,687
470	0,233	10,330	-486,106
475	0,244	9,740	-529,774
480	0,255	9,104	-566,147
485	0,265	8,429	-595,825
490	0,275	7,724	-619,510
495	0,283	6,995	-637,964
500	0,291	6,248	-651,966
505	0,298	5,486	-662,282
510	0,304	4,714	-669,636
515	0,309	3,936	-674,684
520	0,313	3,153	-678,002
525	0,316	2,366	-680,073
530	0,318	1,578	-681,277
535	0,320	0,789	-681,888
540	0,320	0,000	-682,074
545	0,320	-0,789	-681,888
550	0,318	-1,578	-681,277
555	0,316	-2,366	-680,073
560	0,313	-3,153	-678,002
565	0,309	-3,936	-674,684
570	0,304	-4,714	-669,636
575	0,298	-5,486	-662,282
580	0,291	-6,248	-651,966
585	0,283	-6,995	-637,964
590	0,275	-7,724	-619,510
595	0,265	-8,429	-595,825
600	0,255	-9,104	-566,147
605	0,244	-9,740	-529,774
610	0,233	-10,330	-486,106
615	0,220	-10,865	-434,687
620	0,207	-11,336	-375,246
625	0,194	-11,734	-307,737
630	0,180	-12,048	-232,362
635	0,166	-12,271	-149,588
640	0,152	-12,395	-60,152
645	0,138	-12,411	34,954
650	0,123	-12,314	134,507
655	0,109	-12,099	237,089
660	0,095	-11,765	341,129
665	0,082	-11,310	444,960
670	0,069	-10,735	546,862
675	0,057	-10,044	645,119
680	0,046	-9,242	738,062
685	0,036	-8,335	824,112
690	0,026	-7,334	901,812
695	0,019	-6,248	969,859
700	0,012	-5,089	1027,119
705	0,007	-3,870	1072,650
710	0,003	-2,606	1105,709
715	0,001	-1,311	1125,759
720	0,000	0,000	1132,478

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.01.02.ПЗ

Аркуш

33

При динамічному аналізі дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32) та розрахунку сил, що діють на його складові елементи остову та рухомі деталі КШМ спочатку визначають рушійну силу $P_{dv}(\varphi)$. Її визначення може здійснюватися як аналітичним так і графічним шляхом. Так, як рушійна сила $P_{dv}(\varphi)$ складається з двох складових сили від дії тиску газів $P_z(\varphi)$ та сили інерції від рухомих мас $P_j(\varphi)$, то їх сума і буде давати рушійну силу:

$$P_{dv} = P_z + P_j.$$

Сила інерції $P_j(\varphi)$ визначається наступним чином:

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

де складова $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

Рушійна сила $P_{dv}(\varphi)$ розкладається на декілька складових, які по різному діють на двигун та утворюють відповідні моменти:

$$N = P_z \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}; \quad Q = P_z \cdot \frac{1}{\cos \beta}, \text{ Н};$$

$$Z = P_z \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н}; \quad T = P_z \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta}, \text{ Н}.$$

Схема розкладання рушійної сила $P_{dv}(\varphi)$ наводиться на рис. 2.5.

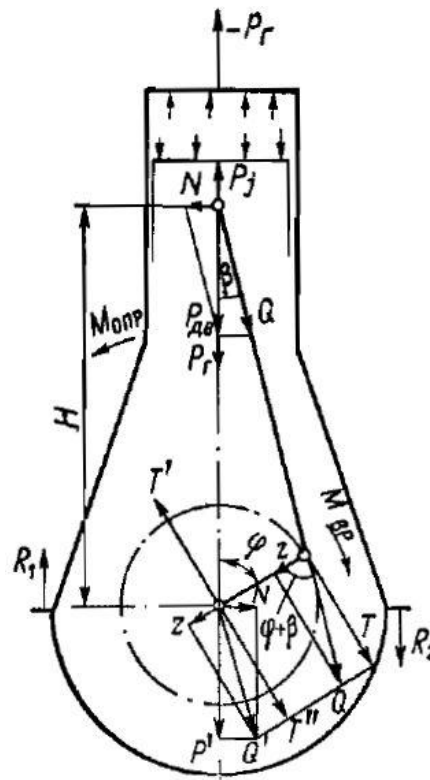


Рисунок 2.5 – Схема дії сил дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32)

					КРБ.142.4221з.25.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		34

Результати динамічного розрахунку дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32) приводяться нижче у табличній формі – табл. 2.13), а також графічній формі рис. 2.6 і 2.7.

Таблиця 2.13 – Динамічний розрахунок дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32)

φ°	p_r , МПа	P_r , Н	P_b , Н	P_{dv} , Н	N , Н	Z , Н	T , Н
0	0,346	21304,4	-110982,9	-95835,8	0,0	-95835,8	0,0
5	0,346	21304,4	-110324,4	-95177,3	-2074,3	-94634,4	-10361,7
10	0,346	21304,4	-108359,4	-93212,4	-4050,4	-91092,9	-20175,0
15	0,346	21304,4	-105119,7	-89972,7	-5833,9	-85397,0	-28921,7
20	0,346	21304,4	-100657,7	-85510,6	-7338,5	-77843,8	-36142,3
25	0,346	21304,4	-95046,2	-79899,1	-8489,2	-68825,5	-41460,7
30	0,346	21304,4	-88377,6	-73230,6	-9226,2	-58806,4	-44605,4
35	0,346	21304,4	-80763,0	-65615,9	-9507,2	-48296,3	-45423,6
40	0,346	21304,4	-72330,1	-57183,0	-9310,1	-37820,3	-43888,5
45	0,346	21304,4	-63221,6	-48074,6	-8634,4	-27888,4	-40099,3
50	0,346	21304,4	-53592,5	-38445,4	-7501,6	-18965,7	-34272,8
55	0,346	21304,4	-43606,1	-28459,0	-5954,3	-11446,0	-26727,5
60	0,346	21304,4	-33430,7	-18283,6	-4054,7	-5630,3	-17861,4
65	0,346	21304,4	-23234,7	-8087,6	-1881,4	-1712,9	-8125,0
70	0,346	21304,4	-13181,7	1965,3	475,0	225,8	2009,3
75	0,346	21304,4	-3425,5	11721,6	2916,9	216,3	12077,1
80	0,346	21304,4	5894,9	21042,0	5345,1	-1610,0	21650,5
85	0,346	21304,4	14659,6	29806,7	7664,8	-5037,8	30361,3
90	0,346	21304,4	22771,4	37918,5	9790,5	-9790,5	37918,5
95	0,346	21304,4	30158,2	45305,3	11650,3	-15554,6	44117,5
100	0,346	21304,4	36774,1	51921,2	13189,1	-22004,7	48842,1
105	0,346	21304,4	42599,3	57746,3	14369,9	-28826,2	52059,5
110	0,346	21304,4	47638,4	62785,5	15174,4	-35733,2	53809,1
115	0,346	21304,4	51917,9	67064,9	15601,1	-42482,3	54188,2
120	0,346	21304,4	55482,4	70629,4	15663,2	-48879,5	53335,3
125	0,346	21304,4	58390,8	73537,9	15385,8	-54782,9	51413,8
130	0,346	21304,4	60712,0	75859,0	14801,8	-60100,1	48597,0
135	0,346	21304,4	62520,4	77667,5	13949,5	-64783,0	45055,4
140	0,346	21304,4	63892,7	79039,7	12868,7	-68819,8	40947,8
145	0,346	21304,4	64903,7	80050,7	11598,7	-72226,4	36414,1
150	0,346	21304,4	65624,3	80771,4	10176,2	-75038,2	31572,8
155	0,346	21304,4	66119,0	81266,1	8634,5	-77301,2	26519,1
160	0,346	21304,4	66444,2	81591,3	7002,1	-79065,6	21326,0
165	0,346	21304,4	66647,1	81794,2	5303,6	-80379,8	16047,0
170	0,346	21304,4	66765,1	81912,2	3559,3	-81285,8	10718,6
175	0,346	21304,4	66825,1	81972,1	1786,5	-81815,9	5364,6
180	0,346	21304,4	66843,2	81990,3	0,0	-81990,3	0,0
185	0,340	20911,0	66825,1	81578,8	-1777,9	-81423,3	-5338,9
190	0,341	21024,7	66765,1	81632,5	-3547,2	-81008,2	-10682,0
195	0,345	21216,4	66647,1	81706,2	-5297,9	-80293,4	-16029,8
200	0,349	21489,9	66444,2	81776,7	-7018,0	-79245,3	-21374,5
205	0,355	21850,1	66119,0	81811,8	-8692,4	-77820,3	-26697,1
210	0,362	22304,2	65624,3	81771,1	-10302,2	-75967,0	-31963,6

215	0,371	22861,0	64903,7	81607,4	-11824,2	-73630,9	-37122,2
220	0,382	23532,1	63892,7	81267,4	-13231,4	-70759,4	-42101,9
225	0,395	24331,6	62520,4	80694,7	-14493,2	-67308,0	-46811,5
230	0,411	25277,3	60712,0	79831,9	-15577,0	-63247,6	-51142,1
235	0,429	26390,9	58390,8	78624,3	-16450,0	-58572,1	-54970,0
240	0,450	27699,5	55482,4	77024,5	-17081,4	-53305,2	-58164,4
245	0,475	29236,6	51917,9	74997,2	-17446,4	-47506,9	-60597,4
250	0,504	31044,1	47638,4	72525,2	-17528,4	-41276,4	-62156,3
255	0,539	33174,2	42599,3	69616,1	-17323,7	-34751,4	-62760,3
260	0,580	35692,5	36774,1	66309,3	-16843,9	-28102,5	-62376,9
265	0,628	38682,5	30158,2	62683,3	-16119,1	-21521,0	-61039,9
270	0,686	42250,5	22771,4	58864,6	-15198,8	-15198,8	-58864,6
275	0,756	46533,6	14659,6	55035,9	-14152,5	-9302,0	-56059,9
280	0,840	51709,7	5894,9	51447,2	-13068,7	-3936,4	-52935,0
285	0,942	58011,8	-3425,5	48429,0	-12051,4	893,6	-49897,9
290	1,068	65748,1	-13181,7	46409,1	-11216,5	5332,8	-47446,5
295	1,223	75329,1	-23234,7	45937,0	-10686,2	9728,9	-46149,2
300	1,418	87305,4	-33430,7	47717,4	-10582,1	14694,3	-46615,5
305	1,663	102420,0	-43606,1	52656,6	-11016,9	21178,0	-49452,8
310	1,976	121675,6	-53592,5	61925,8	-12083,1	30548,9	-55204,8
315	2,378	146417,8	-63221,6	77038,8	-13836,6	44690,7	-64258,6
320	2,898	178419,1	-72330,1	99931,7	-16270,2	66093,9	-76698,5
325	3,572	219917,8	-80763,0	132997,5	-19270,2	97892,2	-92069,4
330	4,442	273489,4	-88377,6	178954,5	-22546,1	143706,0	-109002,8
335	5,546	341485,0	-95046,2	240281,5	-25529,7	206979,7	-124685,2
340	6,895	424571,5	-100657,7	317756,5	-27269,7	289266,7	-134304,2
345	8,428	518920,7	-105119,7	407643,6	-26431,9	386912,4	-131037,2
350	9,949	612606,3	-108359,4	498089,5	-21643,5	486764,0	-107807,0
355	11,119	684624,0	-110324,4	568142,3	-12382,2	564901,2	-61851,9
360	11,565	712076,2	-110982,9	594936,0	0,0	594936,0	0,0
365	13,315	819849,8	-110324,4	703368,1	15329,3	699355,5	76573,5
370	13,315	819849,8	-108359,4	705333,0	30648,8	689295,3	152663,0
375	13,315	819849,8	-105119,7	708572,8	45944,3	672537,5	227770,9
380	13,315	819849,8	-100657,7	713034,8	61192,2	649104,6	301374,1
385	13,315	819849,8	-95046,2	718646,3	76355,6	619045,5	372914,8
390	11,023	678748,0	-88377,6	584213,0	73603,9	469141,3	355849,4
395	8,978	552817,0	-80763,0	465896,7	67504,5	342921,3	322523,8
400	7,374	454034,8	-72330,1	375547,4	61143,9	248383,4	288236,2
405	6,122	376943,8	-63221,6	307564,9	55240,3	178420,4	256542,0
410	5,143	316665,8	-53592,5	256916,0	50130,2	126740,5	229032,2
415	4,373	269259,3	-43606,1	219495,8	45923,4	88279,4	206141,1
420	3,763	231682,9	-33430,7	192094,9	42600,2	59154,6	187659,2
425	3,275	201638,6	-23234,7	172246,6	40069,2	36479,6	173042,4
430	2,881	177402,5	-13181,7	158063,5	38201,9	18162,9	161596,9
435	2,561	157681,8	-3425,5	148099,0	36853,8	2732,8	152591,1
440	2,298	141503,1	5894,9	141240,7	35878,1	-10806,9	145325,1
445	2,081	128129,0	14659,6	136631,3	35134,9	-23093,0	139173,5
450	1,900	116996,3	22771,4	133610,4	34498,1	-34498,1	133610,4
455	1,749	107671,8	30158,2	131672,6	33859,8	-45207,0	128220,5
460	1,621	99819,1	36774,1	130435,9	33133,5	-55280,0	122700,7
465	1,513	93175,2	42599,3	129617,2	32254,7	-64703,1	116852,4
470	1,422	87532,7	47638,4	129013,8	31181,0	-73425,8	110568,8
475	1,344	82726,8	51917,9	128487,3	29889,6	-81390,3	103817,2

480	1,277	78626,0	55482,4	127951,0	28375,2	-88549,2	96621,2
485	1,220	75124,4	58390,8	127357,8	26646,1	-94876,6	89041,9
490	1,172	72136,6	60712,0	126691,2	24720,3	-100372,4	81161,2
495	1,130	69593,4	62520,4	125956,5	22622,4	-105061,1	73068,2
500	1,095	67438,6	63892,7	125173,9	20379,9	-108988,7	64848,3
505	1,066	65626,7	64903,7	124373,0	18020,6	-112216,6	56575,8
510	1,041	64120,8	65624,3	123587,8	15570,6	-114815,4	48309,3
515	1,021	62891,3	66119,0	122852,9	13053,0	-116859,0	40089,8
520	1,006	61914,7	66444,2	122201,6	10487,3	-118418,8	31940,6
525	0,993	61172,9	66647,1	121662,7	7888,7	-119558,8	23868,7
530	0,985	60652,3	66765,1	121260,1	5269,1	-120332,8	15867,5
535	0,980	60343,6	66825,1	121011,3	2637,3	-120780,7	7919,5
540	0,978	60241,3	66843,2	120927,2	0,0	-120927,2	0,0
545	0,200	12314,7	66825,1	72982,4	-1590,6	-72843,3	-4776,3
550	0,200	12314,7	66765,1	72922,4	-3168,7	-72364,8	-9542,3
555	0,200	12314,7	66647,1	72804,5	-4720,7	-71545,5	-14283,3
560	0,200	12314,7	66444,2	72601,6	-6230,6	-70354,1	-18976,3
565	0,200	12314,7	66119,0	72276,4	-7679,3	-68750,1	-23585,5
570	0,200	12314,7	65624,3	71781,7	-9043,6	-66686,6	-28058,8
575	0,200	12314,7	64903,7	71061,0	-10296,1	-64115,4	-32324,8
580	0,200	12314,7	63892,7	70050,0	-11405,0	-60992,4	-36290,5
585	0,200	12314,7	62520,4	68677,8	-12334,9	-57284,6	-39840,4
590	0,200	12314,7	60712,0	66869,3	-13047,7	-52977,9	-42837,9
595	0,200	12314,7	58390,8	64548,1	-13504,9	-48085,9	-45128,6
600	0,200	12314,7	55482,4	61639,7	-13669,6	-42658,1	-46546,7
605	0,200	12314,7	51917,9	58075,2	-13509,8	-36787,7	-46924,5
610	0,200	12314,7	47638,4	53795,7	-13001,7	-30616,9	-46104,6
615	0,200	12314,7	42599,3	48756,6	-12132,9	-24338,6	-43955,1
620	0,200	12314,7	36774,1	42931,4	-10905,5	-18194,8	-40385,5
625	0,200	12314,7	30158,2	36315,5	-9338,6	-12468,2	-35363,4
630	0,200	12314,7	22771,4	28928,8	-7469,4	-7469,4	-28928,8
635	0,200	12314,7	14659,6	20817,0	-5353,1	-3518,4	-21204,3
640	0,200	12314,7	5894,9	12052,3	-3061,5	-922,2	-12400,8
645	0,200	12314,7	-3425,5	2731,8	-679,8	50,4	-2814,7
650	0,200	12314,7	-13181,7	-7024,4	1697,7	-807,2	7181,4
655	0,200	12314,7	-23234,7	-17077,4	3972,7	-3616,8	17156,3
660	0,200	12314,7	-33430,7	-27273,3	6048,3	-8398,7	26643,6
665	0,200	12314,7	-43606,1	-37448,7	7835,1	-15061,6	35170,2
670	0,200	12314,7	-53592,5	-47435,1	9255,7	-23400,5	42286,8
675	0,200	12314,7	-63221,6	-57064,3	10249,0	-33103,4	47597,7
680	0,200	12314,7	-72330,1	-66172,7	10773,8	-43766,0	50788,2
685	0,200	12314,7	-80763,0	-74605,6	10809,7	-54913,1	51646,8
690	0,200	12314,7	-88377,6	-82220,3	10358,8	-66025,5	50081,1
695	0,200	12314,7	-95046,2	-88888,8	9444,4	-76569,3	46125,5
700	0,200	12314,7	-100657,7	-94500,3	8110,0	-86027,5	39941,9
705	0,200	12314,7	-105119,7	-98962,4	6416,8	-93929,5	31811,5
710	0,200	12314,7	-108359,4	-102202,1	4441,0	-99878,2	22120,7
715	0,200	12314,7	-110324,4	-104167,0	2270,2	-103572,8	11340,3
720	0,346	21304,4	-110982,9	-95835,8	0,0	-95835,8	0,0

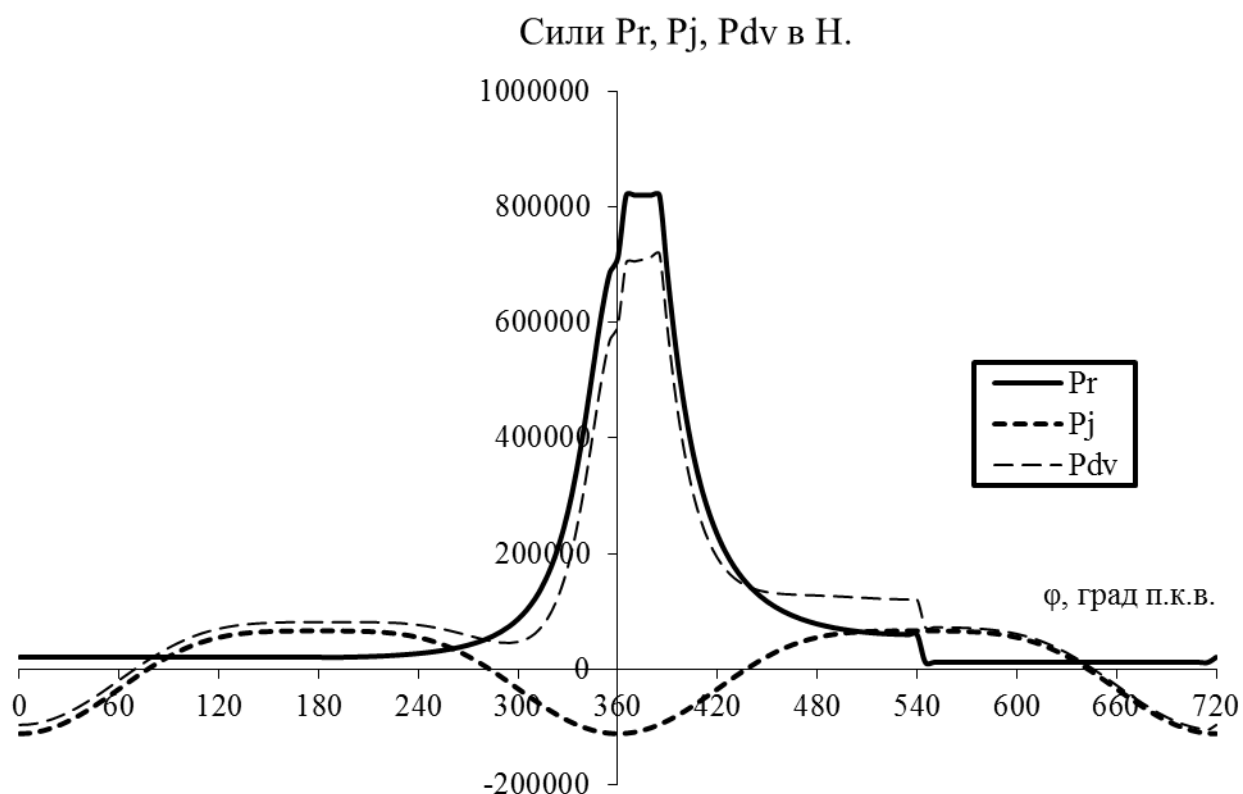


Рисунок 2.6 – Зміна сил $P_r(\varphi)$, $P_j(\varphi)$ і $P_{dv}(\varphi)$ дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32)

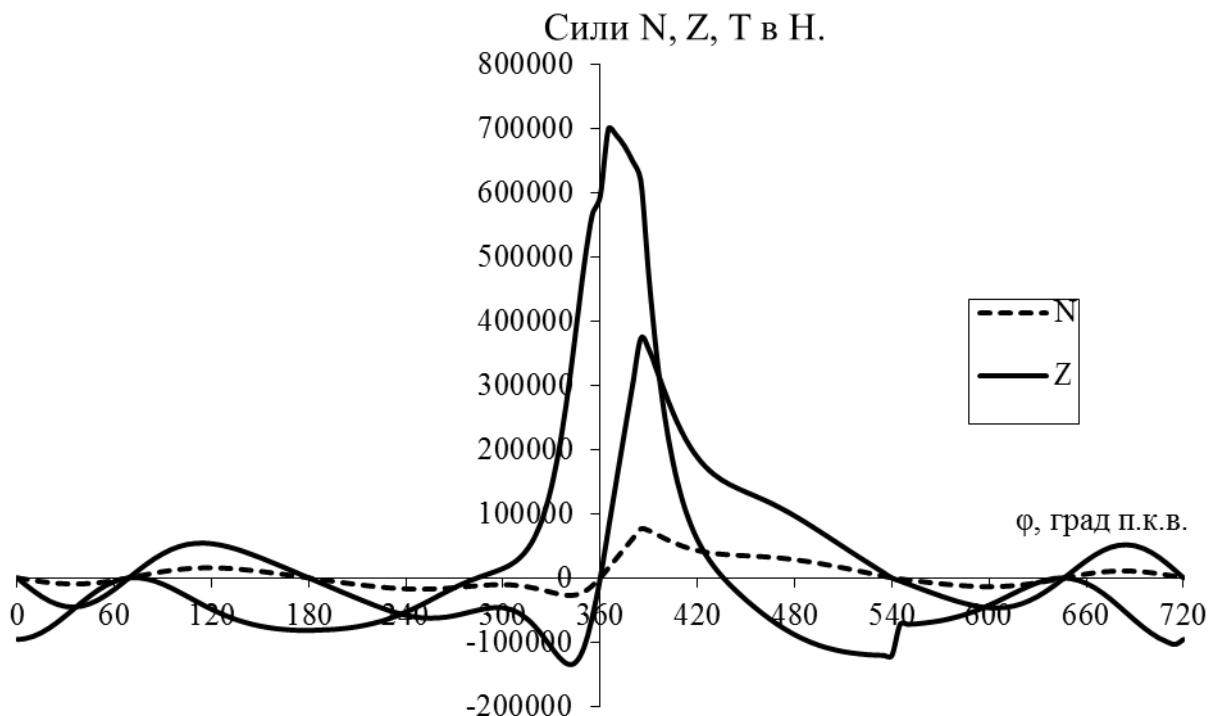


Рисунок 2.7 – Зміна сил $N(\varphi)$, $Z(\varphi)$ та $T(\varphi)$ дизеля MAN типу 6ЧН 28/32(6L28/32)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.01.02.ПЗ

Аркуш

38

При здійсненні розкладання рушійної сили $P_{dv}(\varphi)$ виникає пара тангенціальних сил – $T(\varphi)$ й $T'(\varphi)$. Ці сили прикладені на плечі r утворюють крутний момент $M_{кр}(\varphi)$ дизеля MAN типу 6ЧН 28/32(6L28/32):

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

Далі визначаються значення середніх сумарної сили – $T_{сум}^{\varphi}$ та сумарного крутного моменту – $M_{кр}^{\varphi}$:

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

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

де φ_3 – кут заклинки колін валу, який для дизеля MAN типу 6ЧН 28/32(6L28/32) становитиме $\varphi_3 = 720/6 = 120^\circ$.

На рис. 2.8 наведено результати виконаного розрахунку сумарної дотичної сили $T_{сум}^{\varphi}$ дизеля MAN типу 6ЧН 28/32(6L28/32), а у таблиці – 2.14 відповідні значення цієї кривої.

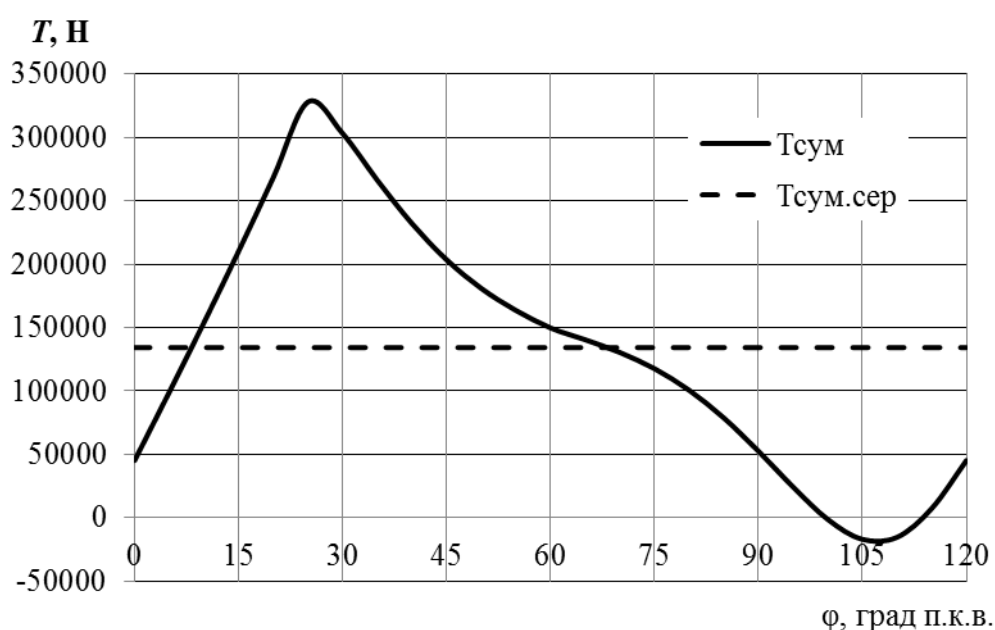


Рисунок 2.8 – Зміна сил $T_{сум}(\varphi)$ та $T_{сум.сер}(\varphi)$ дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32)

Таблиця 2.14 – Результати розрахунку $T_{\text{сум}}^{\varphi}$ та $T_{\text{сум.сер}}^{\varphi}$ дизеля MAN типу 6ЧН 28/32(6L28/32)

Кут ПКВ, φ°	Значення $T(\varphi)$ по куту ПКВ, Н					
	1-й цил.	2-й цил.	3-й цил.	4-й цил.	5-й цил.	6-й цил.
0	0,0	53335,3	-58164,45	0,00	96621,2	-46546,7
5	-10361,7	51413,8	-60597,37	76573,52	89041,9	-46924,5
10	-20175,0	48597,0	-62156,31	152663,02	81161,2	-46104,6
15	-28921,7	45055,4	-62760,29	227770,92	73068,2	-43955,1
20	-36142,3	40947,8	-62376,95	301374,09	64848,3	-40385,5
25	-41460,7	36414,1	-61039,93	372914,76	56575,8	-35363,4
30	-44605,4	31572,8	-58864,58	355849,37	48309,3	-28928,8
35	-45423,6	26519,1	-56059,92	322523,81	40089,8	-21204,3
40	-43888,5	21326,0	-52934,99	288236,17	31940,6	-12400,8
45	-40099,3	16047,0	-49897,93	256541,98	23868,7	-2814,7
50	-34272,8	10718,6	-47446,53	229032,15	15867,5	7181,402
55	-26727,5	5364,6	-46149,24	206141,05	7919,5	17156,26
60	-17861,4	0,0	-46615,50	187659,17	0,0	26643,57
65	-8125,0	-5338,9	-49452,79	173042,41	-4776,3	35170,24
70	2009,3	-10682,0	-55204,80	161596,89	-9542,3	42286,84
75	12077,1	-16029,8	-64258,62	152591,08	-14283,3	47597,72
80	21650,5	-21374,5	-76698,54	145325,10	-18976,3	50788,19
85	30361,3	-26697,1	-92069,44	139173,54	-23585,5	51646,82
90	37918,5	-31963,6	-109002,77	133610,39	-28058,8	50081,1
95	44117,5	-37122,2	-124685,16	128220,52	-32324,8	46125,55
100	48842,1	-42101,9	-134304,22	122700,70	-36290,5	39941,89
105	52059,5	-46811,5	-131037,17	116852,45	-39840,4	31811,48
110	53809,1	-51142,1	-107807,01	110568,76	-42837,9	22120,73
115	54188,2	-54970,0	-61851,90	103817,19	-45128,6	11340,34
120	53335,3	-58164,4	0,00	96621,20	-46546,7	4,7E-11

2.3. Висновки до розділу

У розділі було виконано тепловий розрахунок дизеля MAN типу 6ЧН 28/32(6L28/32), здійснено розрахунок та побудовано теоретичну індикаторну діаграми у різних можливих системах координат ($p-V/V_c$, $T-V/V_c$, а також у $T-S$). Було проведено розрахунок кінематики, а також динаміки дизеля MAN типу 6ЧН 28/32(6L28/32) за результатами яких побудовано та наведено відповідні графіки сил, які впливають на елементи КШМ дизеля 6L28/32.

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ПОРШНЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)

3.1. Аналіз умов роботи поршнів і матеріалів, що застосовують для їх виготовлення

Поршнева група двигунів внутрішнього згоряння з тронковим кривошипно-шатунним механізмом складається з поршня, поршневих кілець і поршневого пальця. У двигунах з крейцкопфом до складу поршневої групи входить шток, який нерухомо закріплений до поршня двигуна. Поршень піддається тиску гарячих газів у робочому циліндрі двигуна внутрішнього згоряння і передає утвореного зусилля від цього тиску через поршневий палець та шатун на шатунну (мотелеву) шийку колінчастого вала двигуна, де формується крутний момент. Цей крутний момент, що знімається з колінчастого вала двигуна, в залежності від його призначення, передається на трансмісію автомобіля, трактора, гвинт судна, літак, ротор електрогенератора тощо. Поршень є найхарактернішою деталлю двигуна внутрішнього згоряння, яка безпосередньо реалізує його термодинамічний цикл (енергоперетворення).

Окрім тиску гарячих газів, який часто перевищує 10...15 МПа, на поршень впливають теплові навантаження, що виникають внаслідок відведення значної кількості теплоти від гарячих газів під час роботи двигуна, а також тепла, що виділяється через тертя під час руху елементів поршневої групи. У швидкохідних двигунах виникають також інерційні навантаження, зумовлені зворотно-поступальним рухом поршня з змінним за величиною і напрямком прискорення.

При високих рівнях цих навантажень поршні сучасних двигунів повинні надійно працювати разом з іншими елементами двигуна протягом тривалого терміну служби. Важливо, щоб не виникали втомні або термоусталостні тріщини, а також значний знос канавок поршневих кілець, бічної поверхні корпусу поршня та отвору під поршневий палець. Тому поршні сучасних двигунів внутрішнього згоряння виготовляються з високоякісних матеріалів (переважно металів), які мають добрі механічні, теплофізичні та технологічні характеристики.

					КРБ.142.4221з.25.01.03.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поршні швидкохідних двигунів внутрішнього згоряння, зокрема автомобільних, авіаційних, мотоциклетних, тракторних та інших типів, повинні мати знижену масу і зазвичай виготовляються з алюмінієвих сплавів, які характеризуються високими показниками міцності та зносостійкості. Проте, при підвищенні середнього ефективного тиску p_e в умовах газотурбінного наддуву, особливо в двигунах внутрішнього згоряння великих розмірів, жароміцність різних алюмінієвих сплавів часто виявляється не зовсім достатньою.

Незважаючи на використання спеціальної системи охолодження поршня, переважно за рахунок масла, температура в окремих ділянках днища поршня двигуна не може бути підтримана на прийнятному рівні для алюмінієвих сплавів. У таких випадках для виготовлення всього поршня двигуна або його найбільш нагрітої частини (голівки поршня) застосовують більш жароміцні матеріали, такі як чавуни та леговані сталі. Останнім часом зростає зацікавленість до нетрадиційних матеріалів, таких як конструкційна кераміка, композити та інтерметаліди, які за деякими характеристиками перевершують звичайні металеві сплави. На рисунку 3.1 представлена типова конструкція поршня, що широко використовується в високооборотних дизелях малих розмірів. Там же наведені геометричні співвідношення для елементів поршня двигуна, відомої компанії Mahle.

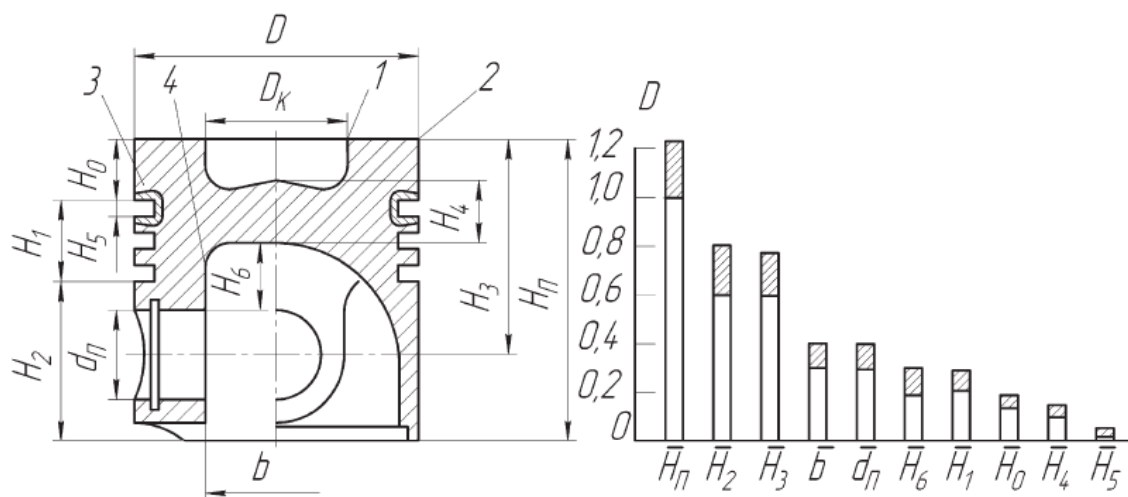


Рисунок 3.1 – Основні геометричні співвідношення елементів поршня високооборотного двигуна з алюмінієвого сплаву (у частках діаметру циліндра D):

1 – кромка камери згоряння; 2 – кромка зовнішня; 3 – вставка; 4 – зона бобишок

Поршень двигуна можна умовно поділити на три зони вздовж осі циліндра:

- верхня (жарова) зона довжиною H_0 , що відповідає голівці поршня двигуна та простягається від верхньої кромки днища поршня до першого поршневого кільця;
- ущільнювальна зона (місце розміщення поршневих кілець) довжиною – H_1 ;
- опорна зона довжиною H_2 , що відповідає спідниці поршня двигуна та місцю розташування поршневого пальця у тронкових ДВЗ.

Довжина цих зон впливає на осьовий розмір поршня, його масу, сили інерції та багато інших важливих показників роботи двигуна внутрішнього згорання. Наприклад, наближення верхнього ущільнюючого кільця до кромки днища поршня двигуна зменшує шкідливий (мертвий) об'єм, що сприяє покращенню економічних й екологічних характеристик ДВЗ.

Проте в такому випадку умови експлуатації поршневих кілець ускладнюються. Зменшення довжини ущільнювального та опорного поясів призводить до зниження висоти поршня і ДВЗ в цілому. Однак, якщо перемички між кільцевими канавками стануть занадто короткими, їхня міцність може бути недостатньою. Зменшення довжини опорного пояса може негативно вплинути на взаємодію спідниці поршня з робочим циліндром, зокрема, значно підвищити питомі навантаження, рівень вібрацій і призвести до збільшення витрат масла. Окрім довжини опорного пояса поршня, тобто довжини спідниці, важливим є також і форма її поверхні. Циліндрична форма спідниці, особливо у випадку поршня з алюмінієвого сплаву, не є оптимальною для ефективної роботи з'єднання поршень-циліндр.

Поршні дизелів тепловозів і суден, що працюють з частотою обертання колінчастого вала в межах 750...1100 об/хв, характеризуються високими тепловими та механічними навантаженнями. Довговічність поршня, як і інших ключових компонентів двигунів цього типу, повинна становити не менше 503103 годин, щоб забезпечити безперебійну роботу дизеля до моменту капітального ремонту. На сьогодні найбільшу популярність здобули чотиритактні двигуни.

В залежності від рівня форсування двигуна внутрішнього згорання за середнім ефективному тиском, поршні чотиритактних дизелів тепловозів виготовлялися як суцільнометалеві з чавуну, а в деяких випадках – з алюмінієвого сплаву. Також ви-

					КРБ.142.4221з.25.01.03.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

користувалися складові поршні з корпусом з чавуну або алюмінієвого сплаву та головкою з більш жаростійких матеріалів, таких як хромисті сталі або сталі з підвищеним вмістом легувальних елементів. Поршні ДВЗ з тронками з алюмінієвого сплаву мають меншу масу і застосовуються при підвищеній частоті обертання колінчастого вала. Спостерігається загальна тенденція до переходу на поршні складної конструкції після досягнення певного високого рівня форсування (близько $-1,5$ МПа). Поєднання складової конструкції з інерційним масляним охолодженням дозволяє значно знизити температуру поршня в області першого ущільнюючого кільця.

Поршні середньообертових суднових двигунів (СОД), які працюють з частотою обертання колінвала в межах 450...750 об/хв., в основному не відрізняються від тепловозних ДВЗ. При збільшенні лінійних розмірів, особливо діаметра D циліндра, за однакового значення середнього ефективного тиску зростає як теплова, так і механічна напруженість деталей дизеля, що формують камеру згоряння, включаючи поршень.

На суднових СОД при помірному рівні форсування використовують суцільно-металеві поршні, виготовлені з легкого сплаву чи чавуну, тоді як при підвищеному форсуванні застосовують складові конструкції. Поршні двигунів з алюмінієвих сплавів мають значно меншу вагу в порівнянні з суцільночавунними. Наприклад, для двигуна типу 16ЧН 48/58 ця різниця становила близько 25%. Проте чавунні поршні дозволяють значно зменшити зазор у холодному стані між поршнем і робочим циліндром, а також використовувати простіший профіль спідниці. Однією з значних переваг складної конструкції поршня двигуна з масляним охолодженням є значне зниження температури в області першого ущільнюючого кільця завдяки зменшенню кількості тепла, що відводиться через поршневі кільця, при умові зменшення товщини головки поршня двигуна з якісної сталі. Це зниження, наприклад, у випадку дизеля типу 16ЧН 48/58 становило близько -40 °С у порівнянні з суцільноалюмінієвою конструкцією, незважаючи на значно вищу теплопровідність алюмінієвого сплаву в порівнянні зі вуглецевою або легованою сталлю.

					КРБ.142.4221з.25.01.03.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На рисунку 3.2 для порівняння представлені криві розподілення температур у суцільнометалевих (сплав алюмінієвий) та складених зі сталеву головою поршнях СОД типу ЧН 45/52. Незважаючи на більш вищий рівень форсування ДВЗ, при використанні складеного поршня джвигуна спостерігається нижча температура в області першої поршневої канавки. В цілому, у зв'язку з підвищенням максимального тиску робочого тіла у циліндрі та середнього ефективного тиску в форсованих СОД, часто відбувається перехід від суцільнометалевих поршнів виготовлених з алюмінієвих сплавів до тонкостінних чавунних, а також до складених поршнів двигунів зі сталеву жароміцною головою. При цьому тронк поршня може бути виготовлений з різних матеріалів, таких як різні алюмінієві сплави, якісні чавуни з кулястим графітом та спеціальні сталі.

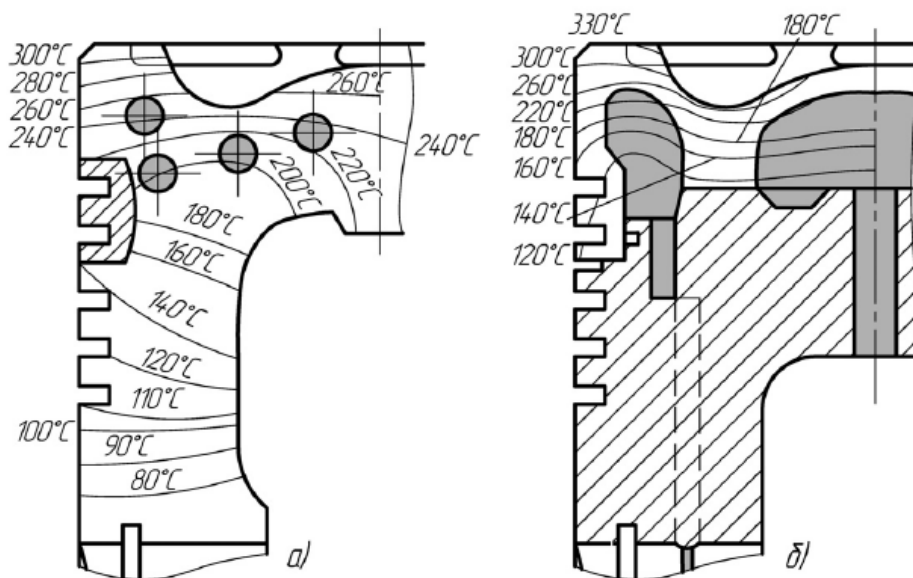


Рисунок 3.2 – Приклад розподілу температур у поршнях СОД:

а – суцільнометалевого поршня; *б* – складеного поршня

Поршні малооборотних суднових ДВЗ (МОД) з крейцкопфом мають конструктивні особливості будови поршнів, які суттєво відрізняються від поршнів, описаних раніше. Завдяки великому діаметру циліндра та високим максимальним тискам згоряння, механічні навантаження значно впливають на вигин днища та верхню частину бічної поверхні головки поршня МОД. Товщина стінок поршня МОД, як правило, є досить великою. Збільшення товщини стінок поршня МОД, особливо днища, з

метою зменшення механічних напружень від газового тиску призводить до суттєвого підвищення температурних перепадів, що, в свою чергу, викликає значні температурні напруження, які часто перевищують встановлену межу пружності матеріалу поршня дизеля. У зв'язку з досить високими навантаженнями головки поршнів суднових МОД виготовляються зі сталей, зокрема, хромомолібденових марок.

Крейцкопфні МОД з клапанно-щілинною схемою газообміну мають порівняно короткий поршень (дивись рис. 3.3). Цей поршень складається з голівки 1, висота якої H_f становить приблизно $0,5 \cdot D$, до якої безпосередньо прикріплений шток 3. У процесі вдосконалення конструкцій поршневої групи двотактних МОД кількість кілець 2 поступово зменшувалася з 10 до 4 (на сьогодні).

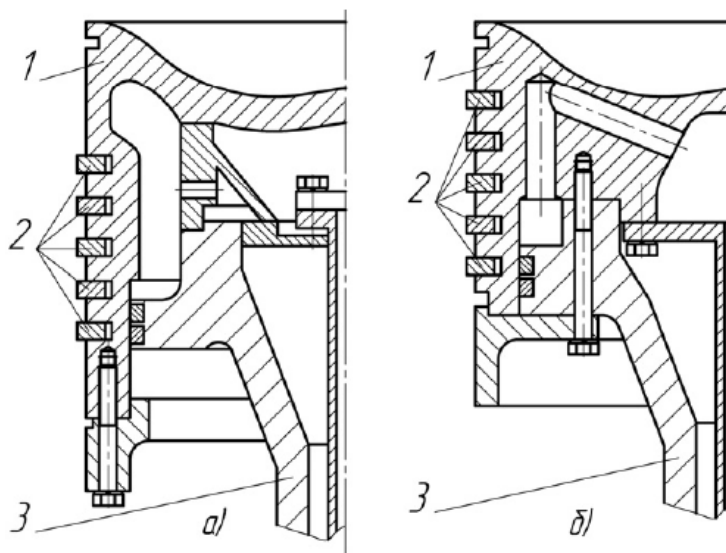


Рисунок 3.3 – Поршень судового крейцкопфного МОД з прямоточно-клапанною схемою газообміну:

a – конструкція поршня з масляним порожнинним охолодженням;

б – конструкція поршня зі свердленими у головці охолоджувальними каналами;

1 – головка поршня; 2 – компресійні (ущільнюючі) кільця; 3 – шток

Матеріал поршня двигуна повинен мати якомога меншу масу, бути достатньо міцним в межах робочих температур експлуатації, мати досить низький коефіцієнт лінійного розширення, високу зносостійкість, а також високу теплопровідність, особливо при підвищених температурах. Крім того, важливою є хороша оброблюваність матеріалу. Пластичність матеріалу та комплексні характеристики, такі як па-

параметр $E\alpha_t/\lambda$ (де E – модуль пружності матеріалу; λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу; α_t – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу), також мають велике значення, оскільки від них залежить рівень температурних напружень. Вибір матеріалів може варіюватися в залежності від призначення двигуна та типу конструкції поршня.

Поршні для швидкохідних двигунів внутрішнього згорання різних типів, зокрема автомобільних й тракторних, виготовляються з легких сплавів шляхом лиття в кокіль або штампування (включаючи рідке штампування). У першому випадку технології виготовлення використовуються евтектичні силуміни типу АЛ-25 (з вмістом 10...13 % Si) та заевтектичні сплави, що містять деякі добавки міді, нікелю та марганцю. Варто зазначити, що поршні, виготовлені традиційним методом, обмежують можливості подальшого форсування сучасних двигунів внутрішнього згорання через їх недостатню термостійкість, твердість і також зносостійкість.

Для забезпечення підвищення міцності та зносостійкості поршнів двигунів використовують штампування. Поршні двигунів, виготовлені методом гарячого деформування з алюмінієвого сплаву марки АК12Д, що містить 13% кремнію, демонструють високу зносостійкість кільцевих канавок і мають на 10...12% нижчий коефіцієнт лінійного розширення в порівнянні з поширеними поршневыми деформівними сплавами типу АК4 й АК41. Проте, міцнісні характеристики сплаву типу АК41 при нормальних температурах вищі на 20...25%. Варто також звернути увагу на технологію виробництва поршнів двигунів з алюмінієвих сплавів за допомогою рідкого штампування, яку останніми роками пропонують багато розробників. Ця технологія дозволяє підвищити опір втомі, а також поліпшити корозійну стійкість і зносостійкість поршнів.

При поєднанні рідкого штампування з армуванням головки поршня керамічними волокнами спостерігається збільшення тимчасового опору на 10...15%. Використання традиційних алюмінієвих сплавів для виготовлення поршнів двигунів внутрішнього згорання обмежене максимальною температурою близько 350°C. Тому, поряд із легкими сплавами на базі алюмінію, для виготовлення поршнів ДВЗ також використовуються різні види чавуну та сталі. Поршні для форсованих дизелів серед-

					КРБ.142.4221з.25.01.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

ньої швидкості виготовляються з легованого сірого та високоміцного чавуну. Завдяки вищій температурі плавлення чавуну в порівнянні з різними алюмінієвими сплавами, вдається уникнути обгорання країв на поверхнях деталі, що контактують з камерою згоряння.

Для виготовлення головок складових поршнів ДВЗ використовують жаростійкі сталі, такі як 20Х3МВФ (для поршнів тепловозних дизелів), 20Х25Н20С2, 20Х23Н18 (для поршнів транспортних ВОД), а також 15ХМ і 20ХМ (для поршнів двотактних МОД). У складених поршнях двигунів внутрішнього згоряння з обмеженим відведенням тепла в стінки були спроби використовувати конструкційні керамічні матеріали (наприклад, Si_3N_4 та ZrO_2) для виготовлення саме головки поршня. Проте, через низьку пластичність, підвищену крихкість і складність обробки цих керамічних матеріалів, а також їх високу вартість, їхнє широке застосування у виробництві поршнів ДВЗ поки що не стало можливим.

Перехід на використання жаростійких сталей для виробництва поршнів відбувається, коли максимальна температура в найбільш нагрітих зонах перевищує значення у 450°C . Високолеговані хромонікелеві сталі досить успішно застосовуються для виготовлення спеціальних накладок поршнів швидкохідних двотактних ДВЗ, де максимальна температура голівки поршня може досягати 900°C . У таблиці 3.1 представлені деякі основні теплофізичні та механічні характеристики різних матеріалів поршнів двигунів з урахуванням їх залежності від значення температури.

Таблиця 3.1 – Фізико-механічні властивості матеріалів для виготовлення поршнів

Параметри та розмірність	Числові значення параметрів				
Сплав алюмінієвий АЛ-25					
Температура, °С	20	100	200	300	370
Модуль пружності $E \cdot 10^{-5}$, МПа	0,70	0,67	0,64	0,55	0,39
Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_t \cdot 10^6$, $1/^\circ\text{C}$	19,0	19,5	20,0	21,0	–
Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·°C)	159,0	167,5	172,0	173,8	–
Межа міцності $\sigma_{\text{вр}}$, МПа	383,0	371,0	319,0	162,0	75,0
Межа плинності σ_t , МПа	315,0	305,0	286,0	142,0	49,0
δ , %	9,40	9,10	8,40	10,60	–
Сплав алюмінієвий АК4-1					
Температура, °С	20	150	200	250	300
Модуль пружності $E \cdot 10^{-5}$, МПа	0,720	0,660	0,630	0,590	0,510
Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_t \cdot 10^6$, $1/^\circ\text{C}$	19,60	23,10	24,00	–	–

Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·°C)	142,40		148,6	150,7	155,0	159,00	
Межа міцності $\sigma_{вр}$, МПа	450,0		400,0	340,0	240,0	170,0	
Межа плинності σ_T , МПа	380,0		360,0	300,0	190,0	140,0	
δ , %	13,0		12,5	11,0	6,0	8,0	
Сталь марки 20Х3МВФ							
Температура, °C	20	200	300	400	450	500	600
Модуль пружності $E \cdot 10^{-5}$, МПа	2,07	2,00	1,93	1,87	—	1,77	1,64
Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_T \cdot 10^6$, 1/°C	10,0	—	—	12,3	—	12,7	13,8
Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·°C)	38,5	33,1	31,4	30,6	—	29,7	29,3
Межа міцності $\sigma_{вр}$, МПа	890	800	800	740	660,0	640	500
Межа плинності σ_T , МПа	760	710,0	710,0	670	630,0	620	480
δ , %	13,0	12,0	10,00	9,00	12,00	11,0	10,0
Легований сірий чавун							
Температура, °C	20		200	300	400	500	
Модуль пружності $E \cdot 10^{-5}$, МПа	1,420		1,37	1,32	1,270	1,220	
Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_T \cdot 10^6$, 1/°C	8,90		12,20	13,70	14,20	14,40	
Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·°C)	54,70		48,80	45,40	43,00	—	
Межа міцності $\sigma_{вр}$, МПа	310,0		312,0	295,0	315,0	267,0	
Межа плинності σ_T , МПа	276,0		258,0	262,0	266,0	215,0	
δ , %	1,30		1,30	1,70	2,00	2,30	
Високоміцний чавун							
Температура, °C	20		200	300	400	500	
Модуль пружності $E \cdot 10^{-5}$, МПа	1,78		1,71	1,66	1,59	1,44	
Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_T \cdot 10^6$, 1/°C	11,30		12,00	13,10	14,30	15,00	
Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·°C)	24,40		30,20	32,60	32,60	—	
Межа міцності $\sigma_{вр}$, МПа	720		740	712	655	495	
Межа плинності σ_T , МПа	715		695	612	537	430	
δ , %	0,30		0,70	1,60	4,00	8,50	

3.2. Аналіз умов роботи пальців і матеріалів, що застосовують для їх виготовлення

У двигунах внутрішнього згорання з кривошипно-шатунним механізмом тронкового типу передача сил тиску газів та інерції від поршня двигуна до шатуна відбувається за допомогою поршневого пальця, який виконує роль осі та забезпечує шарнірне з'єднання між поршнем і шатуном.

У чотиритактних двигунах внутрішнього згорання на поршковий палець впливають змінні навантаження, тоді як у двотактних – навантаження, що наближаються до пульсуючих. Під час своєї роботи поршковий палець двигуна нагрівається через передачу тепла від голівки поршня через бобишки, а також внаслідок тертя між пальцем і голівкою шатуна та бобишками поршня двигуна.

Палець виконує зворотно-поступальний рух разом із поршнем двигуна, а також, в більшості конструкцій, зворотно-обертальний рух навколо своєї власної осі. Це, у поєднанні з високою температурою пальця, ускладнює досягнення режиму рідинного змащення, що призводить до збільшеного зносу поверхні поршневого пальця.

Здебільшого поршневі пальці ДВЗ виготовляються зі сталі. Через складні умови експлуатації до матеріалу поршневого пальця висуваються досить підвищені вимоги. Після термічної обробки поршковий палець повинен мати досить високу твердість поверхонь, що труться, при збереженні в'язкої своєї серцевини.

Існує кілька методів встановлення поршневого пальця, серед яких часто застосовують спосіб з плаваючим пальцем. Цей метод має перевагу, оскільки дозволяє пальцю обертатися під час роботи як у бобишках поршня, так і в поршковій голівці шатуна двигуна. Це, в свою чергу, зменшує відносну швидкість ковзання поршневого пальця в порівнянні з ситуацією, коли палець закріплений у бобишках поршня або верхній голівці шатуна. Завдяки цьому знижується сила опору та виділення тепла, яке пропорційне добутку величині сили тертя на швидкість відносного руху. Знос також зменшується, оскільки за такого способу встановлення він рівномірно розподіляється по колу поршневого пальця, що дозволяє зберігати його циліндричну форму і знижує ризик заїдання. Плаваючі поршкові пальці встановлюються в поршні двигуна з невеликим зазором (0...0,004 мм у ВОД).

Існує інший метод закріплення кінців пальця (або одного з них) у поршні двигуна. Цей спосіб використовується в автомобільних й тракторних ДВЗ, а також рідше в стаціонарних, судових та тепловозних ДВЗ.

Третій метод передбачає закріплення пальця в голівці шатуна двигуна. Для цього шатуна нагрівають, після чого поршковий палець запресовується в його верхню частину.

При використанні плаваючого поршневого пальця його переміщення вздовж осі може призвести до значного пошкодження робочої поверхні циліндра двигуна. Щоб запобігти осьовому переміщенню поршневого пальця, використовують пружинні замки або грибкові заглушки.

					КРБ.142.4221з.25.01.03.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Палець здебільшого виготовляється з легованої цементованої сталі. У двигунах внутрішнього згоряння з низьким ступенем форсування використовують вуглецеві сталі таких марок, як 15 та 20, тоді як у форсованих ДВЗ (тепловозних, автомобільних, а також тракторних) поршневі пальці виготовляють з легованих сталей наступних марок 38ХА, 15ХМ, 12ХН3А, 20Х2Н4А, 18Х2Н4ВА та інших.

Зовнішня поверхня поршневих пальців цементується на глибину від 0,5 до 1,5 мм, після чого проходить загартування та відпуск, що забезпечує твердість понад 58 HRC. Також застосовується азотування поверхні пальця.

Для поршневих пальців з вуглецевої сталі марки 45 використовується гартування струмом високої частоти на глибину 1,0...1,5 мм. Цей метод термічної обробки є більш економічним у порівнянні з цементациєю, а також покращує якість деталей і знижує кількість бракованих виробів. Чистота зовнішньої робочої поверхні поршневого пальця досягається шляхом полірування, яке передує ретельній механічній обробці.

3.3. Розрахунок конструкції поршня та пальця суднового дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32)

Розрахунок конструкції поршня та пальця суднового дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32) проводиться у програмі створеній в середовищі програмування MathCAD. Результати виконаних у розділі розрахунків на міцність елементів КШМ дизеля 6ЧН 28/32 (6L28/32) наводяться у таблицях нижче (табл. 3.2 та 3.3). Схеми розрахунків на міцність елементів КШМ (поршня та поршневого пальця) суднового дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32) надаються на рис. 3.4 та 3.5.

Таблиця 3.7 – Вихідні дані для розрахунку на міцність поршня та пальця суднового дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32)

№ з.п.	Параметр	Позначення / розмірність	Значення
1.	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, м	0,280
2.	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	13,315
3.	Частота обертання	n , хв ⁻¹	720
4.	Середній індикаторний тиск	P_i , МПа	2,113
5.	Максимальна величина нормальної сили	N_{max} , МПа	1,240075

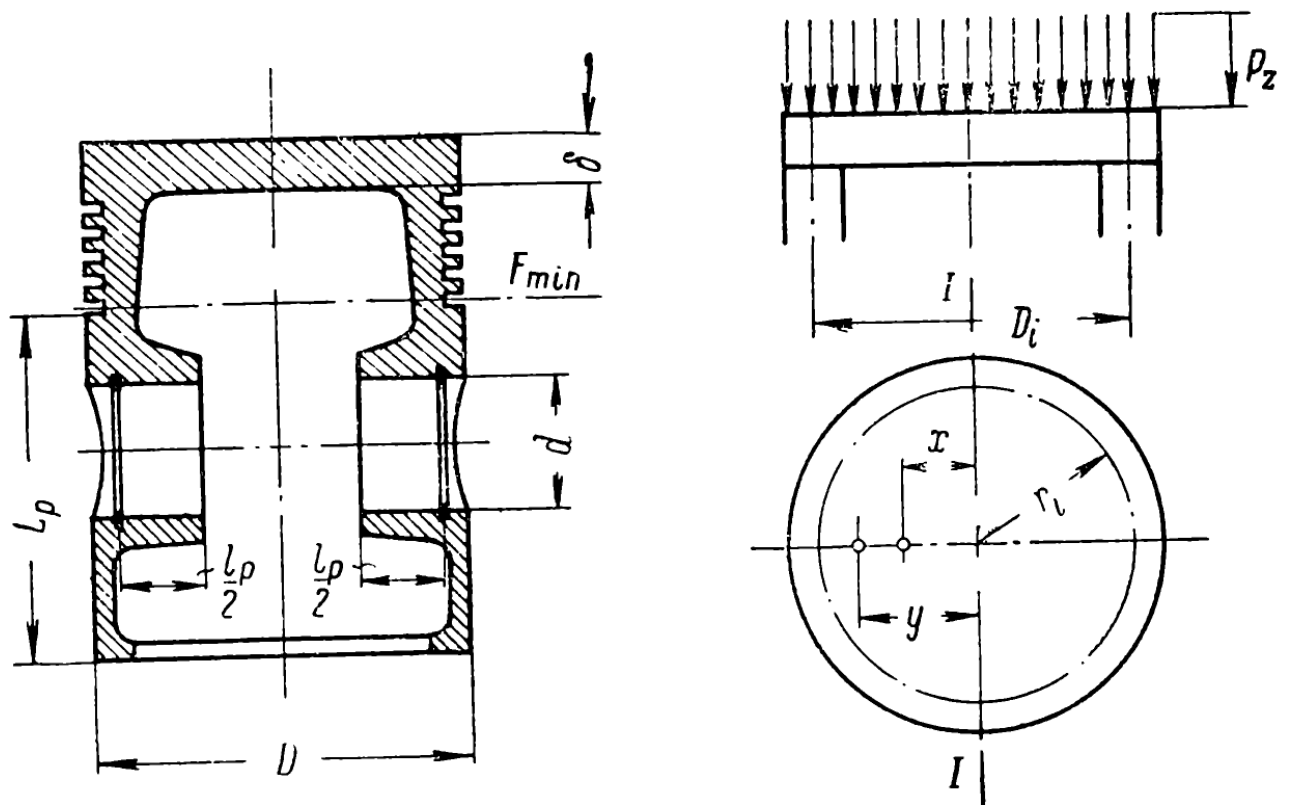


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема на міцність поршня суднового дизеля MAN типу 6CH 28/32 (6L28/32)

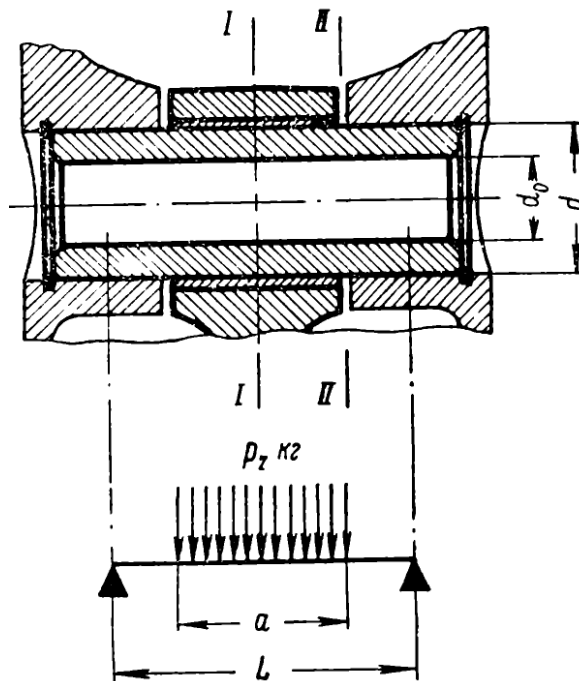


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема на міцність пальця суднового дизеля MAN типу 6CH 28/32 (6L28/32)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.01.03.ПЗ

Аркуш

52

Таблиця 3.8 – Результати розрахунку на міцність поршня та пальця суднового дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
Основні конструктивні параметри				
1.	Товщина днища поршня	δ , м	—	0,0175
2.	Висота поршня	H , м	—	0,410
3.	Відстань від днища поршня до осі під поршне- вий палець	h_1 , м	—	0,246
4.	Висота юбки поршня	l_y , м	—	0,313
5.	Відстань до першої кіль- цевої канавки	l_1 , м	—	0,048
6.	Діаметр головки поршня двигуна	d_g , м	—	0,2785
7.	Діаметр юбки поршня	d_y , м	—	0,280
8.	Відстань між торцями бобишок	b , м	—	0,086
9.	Товщина стінки голівки поршня	S , м	—	0,028
10.	Висота перемичок	h_n , м	—	0,040
11.	Діаметр поршневого па- льця	d_p , м	—	0,135
12.	Внутрішній діаметр па- льця	d_p^0 , м	—	0,035
13.	Довжина поршневого пальця	l_p , м	—	0,238
14.	Глибина проточки під кільця: – компресійні – маслосборні	t_1 , м t_2 , м	—	0,0075 0,0075
15.	Висота проточки під кі- льця: – компресійні – маслосборні	h_{kk} , м h_{km} , м	—	0,005 0,008
16.	Діаметр масляних кана- лів для відведення масла	d_m , м	—	0,005
17.	Кількість масляних кана- лів для відведення масла	n_m	—	18
18.	Довжина підшипника верхньої голівки шатуна	a , м	—	0,135
Розрахунок на міцність поршня				
1.	Мінімальна площа стінок голівки поршня	m^2	$F_{\min} := \left[\left[\frac{\pi \cdot [(d_g - t_2 \cdot 2)^2 - (d_g - t_2 \cdot 2 - 2 \cdot S)^2]}{4} \right] - S \cdot d_m \cdot n_m \right]$	0,0182
2.	Напруга стиску. Допус- тима напруга стиску для сталі 80МПа.	МПа	$\sigma_c := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{F_{\min}}$	45,059
3.	Найбільший тиск на юб- ку поршня. Допустимий питомий тиск на юбку	МПа	$P_y := \frac{N \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{l_y \cdot D \cdot 1000000}$	0,492

	поршня, для чавуну (0,6 МПа)			
4.	Тиск на опорну поверхню в бобищі	МПа	$P_b := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{d_p \cdot (l_p - b)}$	39,955
5.	Напруга від згинання. Допустимі напруги згинання 45МПа.	МПа	$\sigma_u := P_z \cdot \frac{3}{16} \cdot \left[\frac{(d_g - S \cdot 2)}{\delta \cdot 2} \right]^2$	9,346
6.	Теплове навантаження		$q := (71000 + 310 \cdot n) P_i$	621644,60
7.	Температурні напруги в днищі	МПа	$\sigma_t := q \cdot \delta \cdot a$	217,576
8.	Сумарне навантаження в днищі	МПа	$\sigma_\Sigma := \sigma_u + \sigma_t$	226,921
Розрахунок поршневого пальця на міцність				
1.	Відстань між серединами опор пальця	м	$L := b + \frac{(l_p - b)}{2}$	0,162
2.	Згинаючий момент відносно небезпечного перетину I-I	Н·м	$M_u := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right)$	19369,523
3.	Момент опору перетину пальця I-I	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d^3 - d_o^3}{d}$	1790,741
4.	Напруга згинання. Допустимі напруги згинання для пальців з вуглецевої сталі 120 МПа	МПа	$\sigma_{uw} := \frac{M_u}{W}$	10,8165
5.	Площа перетину пальця	м ²	$F := \frac{\pi \cdot (d^2 - d_o^2)}{4}$	1,335·10 ⁴
6.	Напруга зрізу. Допустимі напруги зрізу 50...60 МПа.	МПа	$\sigma_{cp} := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2 \cdot F}$	30,703
7.	Модуль пружності для вуглецевої сталі	МПа	—	2,0·10 ⁵
8.	Лінійне збільшення діаметру поршня	м	$\Delta d := \frac{0.09 \cdot P_z}{E \cdot l_p} \cdot \left(\frac{1 + \frac{d_o}{d}}{1 - \frac{d_o}{d}} \right)^3 \cdot \left[1.5 - 15 \cdot \left(\frac{d_o}{d} - 0.4 \right)^3 \right]$	0,00019
9.	Відносна деформація пальця	мм/мм	$\delta_{uw} := \frac{\Delta d \cdot 1000}{d}$	0,00141

3.4. Висновки до розділу

Виконано аналіз умов роботи поршнів та поршневих пальців різних типів двигунів внутрішнього згорання та основних матеріалів, що використовують у двигунобудіванні для їх виробництва. Проведено розрахунок на міцність поршня та пальця суднового дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32), який довів, що усі

напруги для поршня та поршневого пальця за наявної конструкції знаходяться у допустимих межах.

За результатами розрахунків встановлено, що допустиме значення сумарних навантажень на поршень форсованого дизеля 6ЧН 28/32 (6L28/32) становить 226,921МПа, що не перевищує допустимих значень (400 МПа). Визначено, що відносна деформація поршневого пальця дизеля 6ЧН 28/32 становить 0,00141 мм/мм. Така відносна деформація поршневого пальця двигуна 6L28/32 цілком відповідає вимогам забезпечення надійної та ефективної роботи пари таких деталей, як шатун та поршень, не перевищуючи допустимих значень (0,0200 мм/мм).

					КРБ.142.4221з.25.01.03.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ОБСЛУГОВУВАННІ ТА РЕМОНТІ ДВЗ

4.1. Базові положення з техніки безпеки

Виконання всіх правил з техніки безпеки, пожежних та санітарних норм забезпечує капітан судна. Старший механік відповідає за безпечні методи експлуатації й ремонту різних механізмів у машинному відділенні судна та палубного обладнання. Хоча мотористи отримують навчання з техніки безпеки в спеціалізованих навчальних закладах, перед початком роботи вони проходять вступний інструктаж, а після прибуття на судно – інструктаж відповідно на своєму безпосередньому робочому місці. Періодичні інструктажі персоналу судна проводяться не рідше ніж раз на шість місяців. Позачерговий інструктаж організовується під час здійснення особливо небезпечних робіт або для членів машинної команди, які порушили правила техніки безпеки на судні.

Правила безпеки під час експлуатації та обслуговування судових дизельних двигунів (допоміжних дизель-генераторів й головних):

1. Перед запуском судового двигуна слід ретельно перевірити кріплення, шпінтовку його деталей та стан запобіжних пристроїв ДВЗ. У разі виявлення несправностей необхідно повідомити вахтового механіка.

2. Під час здійснення прокачування паливних насосів потрібно уникати потрапляння пального в циліндри судового дизеля. Для цього відкривають всі контрольні крани на форсунках і контролюють, щоб прокачуване паливо виходило через ці відчинені крани.

3. Потім потрібно відкрити індикаторні крани на кришках циліндрів, увімкнути валоповоротний пристрій й повернути колінвал судового дизеля на 2 повні оберти, при цьому паливні насоси повинні бути вимкнені. Якщо виявиться вода в будь-якому з циліндрів дизеля, слід з'ясувати причину несправності й обов'язково усунути витік.

					КРБ.142.4221з.25.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		56

4. Особливу увагу потрібно приділити огляду всіх кранів і вентилів нагнітальних трубопроводів, а також трубопроводів, що підводять і відводять рідину (води або мастила), яка охолоджує поршні двигуна.

5. Перед запуском суднового дизельного двигуна необхідно перевірити, чи на місці всі кожухи, огороження та решітки. Також слід відкрити всі необхідні крани й вентиля на трубопроводах, які забезпечують надійну та безперервну подачу та відведення охолоджувальної води й масла.

6. Під час запуску суднового дизельного двигуна забороняється присутність сторонніх осіб у машинному відділенні, а також членів суднової команди, які не беруть участі у виконанні ваhti.

7. Безпосередньо перед самим запуском включають компресор високого тиску для подачі повітря в повітряні ковпаки системи охолодження поршнів. Невиконання належним чином цих важливих вимог може спричинити до пошкодження системи охолодження поршнів дизеля та травмування обслуговуючого персоналу.

8. Під час запуску суднового дизельного двигуна обслуговуючому персоналу забороняється перебувати в зоні циліндрових кришок ДВЗ.

9. Будь-які можливі несправності, що виникають під час запуску суднового дизельного двигуна, можна усувати лише після його повної зупинки.

10. Забороняється виконувати ремонт трубопроводів, які знаходяться під надлишковим тиском, а також закривати пошкоджені паливні форсункові трубки високого тиску рукою.

11. Під час роботи суднового дизельного двигуна всі обслуговуючі операції слід виконувати дуже обережно, уникаючи контакту з рухомими та обертовими частинами.

12. Категорично забороняється відкривати картерні люки дизельного двигуна відразу після зупинки, оскільки повітря, яке потрапило до картеру, може утворити вибухонебезпечну суміш з масляними парами. Відкриття картерних люків дизельного двигуна дозволяється лише через 20...30 хвилин після зупинки.

13. Щоб уникнути можливих вибухів у картерах дизеля і продувних ресиверах, важливо контролювати справність запобіжних клапанів.

					КРБ.142.4221з.25.01.04.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

14. Якщо певні ремонтні роботи виконуються у відкритому морі, де існує ризик, що течія може повернути гребний вал, слід затиснути гальмо валопроводу судна. Якщо гальмо відсутнє, необхідно активувати валоповоротний пристрій.

Правила безпеки під час обслуговування допоміжних агрегатів та механізмів машинного відділення судна:

1. Парові судові котли:

1.1. Завжди слід контролювати справність швидкозапірних клапанів з дистанційним керуванням. Ці клапани використовуються для перекриття подачі пального до форсунок у разі аварійної ситуації, коли перебування обслуговуючого персоналу біля самого котла може загрожувати їхньому життю.

1.2. Перед початком запалювання форсунки потрібно ретельно оглянути саму топку на наявність залишків пального, а також добре провітрити її повітрям. Крім того, слід перевірити стан усіх запобіжних клапанів й функціонування приводу для ручного підриву запобіжних клапанів.

1.3. Визначити рівень прісної води в паровому котлі.

1.4. Якщо в котлі немає автоматичних пристроїв для запалювання, запалення форсунок слід виконувати за допомогою факела, дотримуючись таких запобіжних заходів:

- довжина прутка з вогням факелом повинна бути не менше одного метра;
- підпалювати форсунку котла потрібно через спеціальний отвір;
- моторист повинен стояти осторонь і уважно спостерігати за процесом запалювання крізь спеціальне віконце, захищене запобіжним термостійким склом;
- гасити вогняний факел у спеціально відведеній для цього процесу трубі;
- якщо факел згасне, а форсунка котла не загориться, процес повторного запалювання дозволяється лише після попередньої якісної вентиляції топки котла та видалення проливного пального.

1.5. Під час здійснення експлуатації котла важливо контролювати рівень води. Якщо рівень води знижується, слід негайно зупинити горіння в топці, відключити живлення, від'єднати котел від споживачів й дати йому повільно охолонути.

1.6. Ремонт суднового парового котла дозволяється лише після стравлювання пари, видалення прісної води, вентиляції його топки та відключення котла від системи живлення й інших котлів.

2. Суднова система повітря високого тиску

2.1. Пуск поршневого компресора високого тиску потрібно здійснювати обов'язково з відкритими продувними кранами на сепараторах, попередньо також перевіривши наявність змащувального масла в картері.

2.2. Під час експлуатації компресора високого тиску слід періодично продувати його сепаратори, оскільки періодичне потрапляння парів масла в систему стисненого повітря може призвести до утворення вибухонебезпечної суміші.

2.3. Після вимкнення компресора високого тиску потрібно продуті повітряні балони високого тиску та видалити з них присутній конденсат.

2.4. Слід контролювати належний технічний стан усіх запобіжних клапанів встановлених на компресорі, повітряних балонах високого тиску, повітрязапобіжниках і трубопроводах.

2.5. Забороняється виконувати будь-які ремонтні роботи, що передбачають використання відкритого вогню, поблизу балонів зі стисненим повітрям.

2.6. Не можна стукати по балонах високого тиску чи розбирати арматуру, що знаходиться під надлишковим тиском.

3. Суднові насоси

3.1. Поршневі насоси слід увімкнути лише за умови, що всі необхідні вентилі та кришки на нагнітальному і всмоктувальному трубопроводах відкриті.

3.2. Важливо перевіряти наявність повітря в повітряних ковпаках, оскільки його відсутність може призвести до гідравлічного удару та пошкодження насоса.

3.3. Забороняється підтягувати сальники поршневого насоса та на валу відцентрового під час роботи.

3.4. Постійно контролюйте показання контрольного манометру на нагнітальному трубопроводі та вакуумметра на всмоктувальному трубопроводі.

3.5. Не дозволяйте працювати судновому насосу, якщо приймальна сітка забруднена.

					КРБ.142.4221з.25.01.04.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.6. Всі ремонтні роботи суднового насоса слід виконувати лише після його повної зупинки.

Техніка безпеки під час ремонту в машинному відділенні та на палубі судна (допоміжні механізми на палубі)

Перед початком виконання ремонтних робіт усі особи машинної команди обов'язково проходять інструктаж з техніки безпеки, який адаптується до специфіки виконуваних завдань. Особлива увага приділяється зонам підвищеного ризику в машинному відділенні та на палубі, що виникають у процесі ремонту судна.

Перед початком ремонтних робіт на судні обов'язково потрібно випустити стиснене повітря, паливо, воду та масло з систем. Якщо ремонт передбачає роботу в танках, де зберігається паливо, після відкачування його в берегові ємності чи на інше судно, танки слід обробити хімічними мийними засобами чи навіть пропарити парою. Роботи можна проводити лише після проведення аналізу повітря в танках для перевірки наявності отруйних газів. Небезпечні зони в машинному відділенні (де зняті захисні плити настилу, решітки або розібрані різні конструкції) потрібно огорожувати та позначати спеціальними попереджувальними табличками. Під час роботи на висоті інструменти та пристосування слід зберігати або в спеціальних сумках, чи на спеціальній підстилці.

Використані обтиральні матеріали слід складати в спеціальні закриті металеві ящики та виносити з приміщення машинного відділення наприкінці свого робочого дня. Деталі, зняті з суднового дизельного двигуна й інших механізмів, які не підлягають ремонту, потрібно маркувати та зберігати в спеціально відведених для цього місцях. Ті деталі, що можуть бути відремонтовані, також слід маркувати і розміщувати чи в спеціально відведеному місці (майстерні або відкритому майданчику), чи в цеху судноремонтного підприємства.

Перед початком ремонтних робіт на судні, які передбачають використання різних вантажопідіймальних засобів у машинному відділенні, потрібно обов'язково перевірити їх технічний стан та працездатність. Слід змастити всі рухомі вузли, перевірити технічний стан вантажного шкентеля чи вантажного ланцюга, а також уважно оглянути стропи, римки та спеціальні підіймальні пристрої судна. Під

					КРБ.142.4221з.25.01.04.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

час підйому втулок циліндрів, кришок циліндрів, поршнів та інших деталей дизельного двигуна суворо забороняється перебувати під піднятими елементами. Для їх переміщення слід використовувати спеціальні відтяжки, уникаючи при цьому розгойдування деталі.

Спецвзуття і спецодяг мотористів під час ремонтних робіт на судні повинні бути охайними: черевики мають бути зашнуровані, а спецодяг – застебнутий. Не дозволяється працювати в машинному відділенні у взутті з гумовою підошвою.

Палубне устаткування

Машинна команда судна відповідає за контроль технічного стану всіх палубних механізмів та їх подальший ремонт. Під час здійснення ремонтних робіт на палубі важливо враховувати підвищену небезпеку, пов'язану з ремонтом судна на судноремонтному заводі, особливо під час його розміщення у плавучому доку чи на інших суднопідйомних засобах. Інформацію про проведення ремонтних робіт необхідно обов'язково повідомити вахтовому помічнику капітана та виконавцю робіт на судноремонтному заводі, який відповідає за ремонт судна та дотримання техніки безпеки. При розбиранні брашпіля, шпиля, вантажних лебідок й підйомних кранів судновий електромеханік чи електрики заводу повинні відімкнути ці механізми від судової електромережі.

Процедуру розбирання механічних частин вантажних лебідок та кранів дозволяється лише після зняття стріл чи їх укладання на кронштейни, а також після від'єднання вантажних шкентелів крану. Процедуру розбирання брашпіля можливе тільки після зняття з нього навантаження, що включає зняття якоря й ланцюга, які слід відправити на берег чи надійно закріпити на самому судні.

Щодня, після завершення робіт, потрібно упорядковувати весь інструмент й своє робоче місце. Відкриті механізми й агрегати слід накривати спеціальними чохлами, щоб запобігти їх забрудненню й корозії.

4.2. Розрахунок штучного освітлення

Метою розрахунку штучного освітлення в машинному відділенні судна є визначення необхідної кількості обраних світильників, що забезпечать високий рі-

					КРБ.142.4221з.25.01.04.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вень освітленості приміщення відповідно до санітарних норм та вимог охорони праці. Розрахунки представлені у табличному форматі (див. табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Розрахунок штучного освітлення

№ з/п	Найменування параметру	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Довжина приміщення	A , м	–	34,00
2	Ширина приміщення	B , м	–	25,00
3	Площа приміщення	S , м ²	$S = A \cdot B$	850,00
4	Коефіцієнт запасу освітленості	k	–	1,50
5	Мінімальна норма санітарно-гігієнічна освітленості	E_n , лк	–	50,00
6	Коефіцієнт мінімальної освітленості	z	$z = E_{сер}/E_{min}$	1,20
7	Висота фіксації джерела світла (світильника)	H_p , м	–	6,50
8	Коефіцієнтів відбиття потоку від стелі приміщення	$\rho_{стеля}$, %	–	30,00
9	Коефіцієнтів відбиття потоку від стін приміщення	$\rho_{стіна}$, %	–	10,00
10	Показник приміщення	i	$i = \frac{S}{H_p \cdot (A + B)}$	2,42165
11	Коефіцієнт використання світлового потоку у приміщенні судна	η	–	0,710
12	Потрібний світловий потік	$\sum \Phi_l$, лм	$\sum \Phi_l = E_n \cdot S \cdot z \cdot \frac{k}{\eta}$	106250
13	Світловий потік від приладу освітлення ДРЛ	Φ_l , лм	–	18210,00
14	Кількість ламп (округлюється до більшого значення)	N , шт.	$N = \frac{\sum \Phi_l}{\Phi_l}$	≈ 6

4.3. Висновки до розділу

У цьому розділі розглядаються основні аспекти техніки безпеки під час виконання робіт з обслуговування, ремонту й експлуатації енергетичних установок з ДВЗ й іншого допоміжного суднового обладнання.

Також було проведено розрахунок штучного освітлення в машинному відділенні. Встановлено, що для цієї площі необхідно встановити шість ламп типу ДРЛ (світловий потік кожної дорівнює 18210лм) на висоті не менше 6,5 метрів від підлоги.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі «Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32)» містяться усі рекомендовані кафедрою та виданим завданням розділи та креслення.

Розглянуто конструкцію та принцип роботи суднового двигуна типу 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32). Виконано розрахунки робочого циклу, кінематики і динаміки двигуна 6ЧН 28/32 (MAN 6L28/32). На базі розрахунків побудовано індикаторну діаграму у різних можливих системах координат ($p-V/V_c$, $T-V/V_c$, а також у $T-S$), залежності динаміки ($P_r = f(\varphi)$, $P_{руш} = f(\varphi)$, $P_j = f(\varphi)$, $Z = f(\varphi)$, $T = f(\varphi)$, $N = f(\varphi)$) і кінематики ($V = f(\varphi)$, $S = f(\varphi)$, $J = f(\varphi)$).

Виконано аналіз умов роботи поршнів та поршневих пальців різних типів двигунів внутрішнього згоряння та основних матеріалів, що використовують у двигунобудіванні для їх виробництва. Проведено розрахунок на міцність поршня та пальця суднового дизеля MAN типу 6ЧН 28/32 (6L28/32), який довів, що усі напруги для поршня та поршневого пальця за обраної конструкції знаходяться у допустимих межах.

У розділі охорони праці було розглянуто основні аспекти техніки безпеки під час виконання робіт з обслуговування, ремонту й експлуатації енергетичних установок з ДВЗ й іншого допоміжного суднового обладнання, а також було проведено розрахунок штучного освітлення в машинному відділенні.

					КРБ.142.4221з.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 384 с.

2. 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.

3. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А. П. Марченка. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.

4. 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.

5. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 474 с

6. 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.

7. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.

8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.

9. Latarche M. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.

10. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.

					КРБ.142.4221з.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		