

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

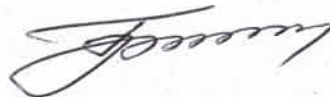
Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти



В. В. Клешньов

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

Клешньов Віталій Вадимович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

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 - 8ЧН 20/30, ефективна потужність – 900 кВт; частота обертання валу – 1120 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції суднового дизельного двигуна 8ЧН 20/30.

2. Розрахунок робочого циклу та динаміки суднового дизельного двигуна 8ЧН 20/30.

3. Розрахунок та проектування шатуну суднового двигуна типу 8ЧН 20/30.

4. Розробка заходів забезпечення вимог охорони праці при експлуатації та обслуговуванні суднових дизелів.

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

1. Поперечний розріз дизеля 8ЧН 20/30.

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки дизеля 8ЧН 20/30.

3. Шатун дизеля 8ЧН 20/30.

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. В. Клешинов/
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

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

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота – «*Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)*» складається з комплексу розрахунків, а саме теплового, кінематики та динаміки, а також містить розділ присвячений конструюванню та проектуванню елементів кривошипно-шатунного механізму.

Розглянуто особливості устрою двигуна типу 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) та його систем. Виконано тепловий розрахунок для номінального режиму роботи, а також кінематики і динаміки дизеля DAIHATSU 8DK20.

Розглянуто умови роботи та діючі навантаження елементів шатунної групи двигуна, а також матеріали, що застосовують у сучасному двигунобудуванні для виготовлення елементів шатунної групи.

Виконано розробку та проектування елементів шатунної групи суднового двигуна типу 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20). Визначено, що усі напруги у проєктованих елементах за такої конструкції елементів шатунної групи знаходяться у допустимих межах.

Розглянуто основні заходи та правила безпечного обслуговування та експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння, а також визначено параметри штучного освітлення у машинному відділенні судна з двигуном типу 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20).

Кваліфікаційна бакалаврська робота виконана державною мовою на 64 аркушах пояснювальної записки та має три додатки – графічна частина роботи.

Ключові слова: судновий двигун; розрахунок робочого циклу; номінальна потужність; динамічний розрахунок; кінематичний розрахунок; шатунна група.

					КРБ.142.4227ст.25.10.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

Qualification work – «*Calculation of a marine engine type 8CHN 20/30 (DAIHATSU 8DK20)*» consists of a set of calculations, namely thermal, kinematics and dynamics, and also contains a section on the design and design of crank mechanism elements.

The peculiarities of the 8CHN 20/30 (DAIHATSU 8DK20) engine and its systems are considered. The thermal calculation for the nominal operating mode, as well as the kinematics and dynamics of the DAIHATSU 8DK20 diesel engine, is carried out.

The operating conditions and operating loads of the connecting rod group elements of the engine, as well as the materials used in modern engine construction for the manufacture of connecting rod group elements are considered.

The development and design of connecting rod group elements for a marine engine of the 8CHN 20/30 type (DAIHATSU 8DK20) was carried out. It is determined that all the stresses in the designed elements with such a design of connecting rod group elements are within permissible limits.

The basic measures and rules for the safe maintenance and operation of marine internal combustion engines are considered, and the parameters of artificial lighting in the engine room of a vessel with an 8CHN 20/30 (DAIHATSU 8DK20) engine are determined.

The bachelor's thesis is written in the state language on 64 pages of explanatory notes and has three appendices - the graphic part of the work.

Key words: marine engine; duty cycle calculation; rated power; dynamic calculation; kinematic calculation; connecting rod group.

					<i>КРБ.142.4227см.25.10.00.ПЗ</i>	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)	
1.1. Конструктивні особливості дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30.....	9
1.2. Висновок до розділу.....	20
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)	
2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20).....	21
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки суднового дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20).....	32
2.3. Висновок до розділу.....	43
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ШАТУНА СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)	
3.1. Аналіз умов роботи шатуна та матеріалів, що застосовують для його виготовлення	44
3.2. Особливості розрахунку на міцність шатунів.....	46
3.3. Розрахунок шатуна суднового двигуна типу 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20).....	52
3.4. Висновок до розділу.....	54
Розділ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ОБСЛУГОВУВАННІ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ	
4.1. Основні заходи та правила безпечного обслуговування та експлуатації суднових дизелів.....	56
4.2. Визначення штучного освітлення у машинному відділенні.....	61
4.3. Висновок до розділу.....	62

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

Додаток А. Поперечний розріз дизеля 8ЧН 20/30

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

Додаток В. Шатун дизеля 8ЧН 20/30

					<i>КРБ.142.4227см.25.10.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Енергетичні установки з дизелями посідають головне місце в транспортному судновому флоті, причому стрімкий та досить інтенсивний розвиток двигунобудування дає змогу впевнено стверджувати, що дизеля будуть актуальними та домінуючими при побудові нових суден ще дуже довго. Частка побудованих теплоходів з дизельними двигунами та тих що будується складає до 99,3%.

Така розповсюдженість та затребуваність саме у дизельних двигунах пояснюється перш за все їх дуже високою енергетичною та економічною ефективністю. ККД сучасних дизелів вже перевищує 45 %, що значно перевищує ККД інших теплових двигунів. Дизеля є досить надійними у роботі, простими в технічному обслуговуванні та ремонтуванні, а також мало піддаються дії атмосферних умов плавання.

Дизеля мають порівняно досить низький температурний рівень, значно простоту дистанційну автоматизацію свого керування. Безперечно позитивними є те, що дизеля мають досить швидкий запуск, високу прийомистість та динамічність, великий гальмівний момент. Суднові дизеля великої й середньої номінальної потужності можуть надійно та ефективно працювати на важких паливах (флотських мазутах), ціна яких на світовому паливному ринку значно нижча за легкі марки дизельного палива.

Поряд із безперечно позитивними якостями дизельні ДВЗ мають і певну низку своїх недоліків. Серед них можна виділити – високий рівень генерації шуму, токсичність відпрацьованих газів (особливо це стосується NO_x), витрата масла (особливо у МОД), присутність невідновжених сил інерції від рухомих мас та наявність крутильних коливань.

					<i>КРБ.142.4227см.25.10.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1
ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА
8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

1.1. Конструктивні особливості дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30

Назва компанії Daihatsu Motor Co., Ltd з'явилася 1951 року, але компанія, що працює під цим ім'ям, була заснована в Японії, в Осаці, ще у 1907-го. Спочатку фірма називалася Hatsudoki Manufacturing Co., LTD і спеціалізувалася на виготовленні всмоктувальних газових двигунів. Потім асортимент продукції фірми розширився.

Після ребрендингу та зміни назви 1951 року компанія продовжила свій інтенсивний розвиток. Через деякий час у результаті розширення бізнесу було виділено компанію **Daihatsu Diesel MFG. Co., LTD**. Її спеціалізацією став випуск потужних, високонадійних, економічних в експлуатації та безпечних для навколишнього середовища двигунів внутрішнього згоряння. Також компанія зайнялася виробництвом будівельної техніки та обладнання для транспорту. **Daihatsu Diesel** одразу взяла високий старт: початковий капітал становив 1 млрд єн, а в штаті працювало 930 осіб. Відразу ж було задано максимальні стандарти якості.

Відтоді компанія регулярно виводить на ринок інноваційні інженерні розробки, пропонуючи дедалі потужніші й економічніші рішення для двигунобудування. Дизельні мотори **Daihatsu Diesel** отримали світове визнання. Їх можна зустріти на судах, що курсують усіма океанами планети.

Двигуни DAIHATSU серії DK20 (рис. 1.1) проектувалися виходячи з накопиченого позитивного досвіду експлуатації дизелів ранніх серій. Основні завдання при проектуванні дизелів даної серії було покращення експлуатації та спрощення технічного обслуговування, досягненню максимальної економічності, та екологічності, а також можливості використання низькоякісних важких палив. Фірма DAIHATSU стверджує, що ресурс двигунів між ремонтами становить 20...25 тис. годин напрацювання. Для двигунів до класу яких відносять серію DK20 ці цифри є досить високими. Двигуни серії DK20 мають досить низький рі-

					КРБ.142.4227см.25.10.01.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вень вібрації та шуму, емісії шкідливих компонентів з відпрацьованими газами, що є не менш важливими показником.

Двигун 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) призначений для використання у якості головних суднових та допоміжних (рис. 1.2).



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд двигуна серії DK20 виробництва Daihatsu

У конструкцію дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) закладено принцип інтегрування певних окремих компонентів у модулі з метою значного скорочення числа конструктивних елементів двигуна і, тим самим максимальне скорочення витрати часу на збирання, технічне обслуговування й ремонт дизеля.

Новим у конструкції двигунів серії DK20 є наявність фронтальної литої коробки у якій розміщуються усі допоміжні агрегати, що обслуговують дизель (охолоджувачі, насоси, теплорегулюючі клапани, арматура та інші елементи).

					КРБ.142.4227ст.25.10.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

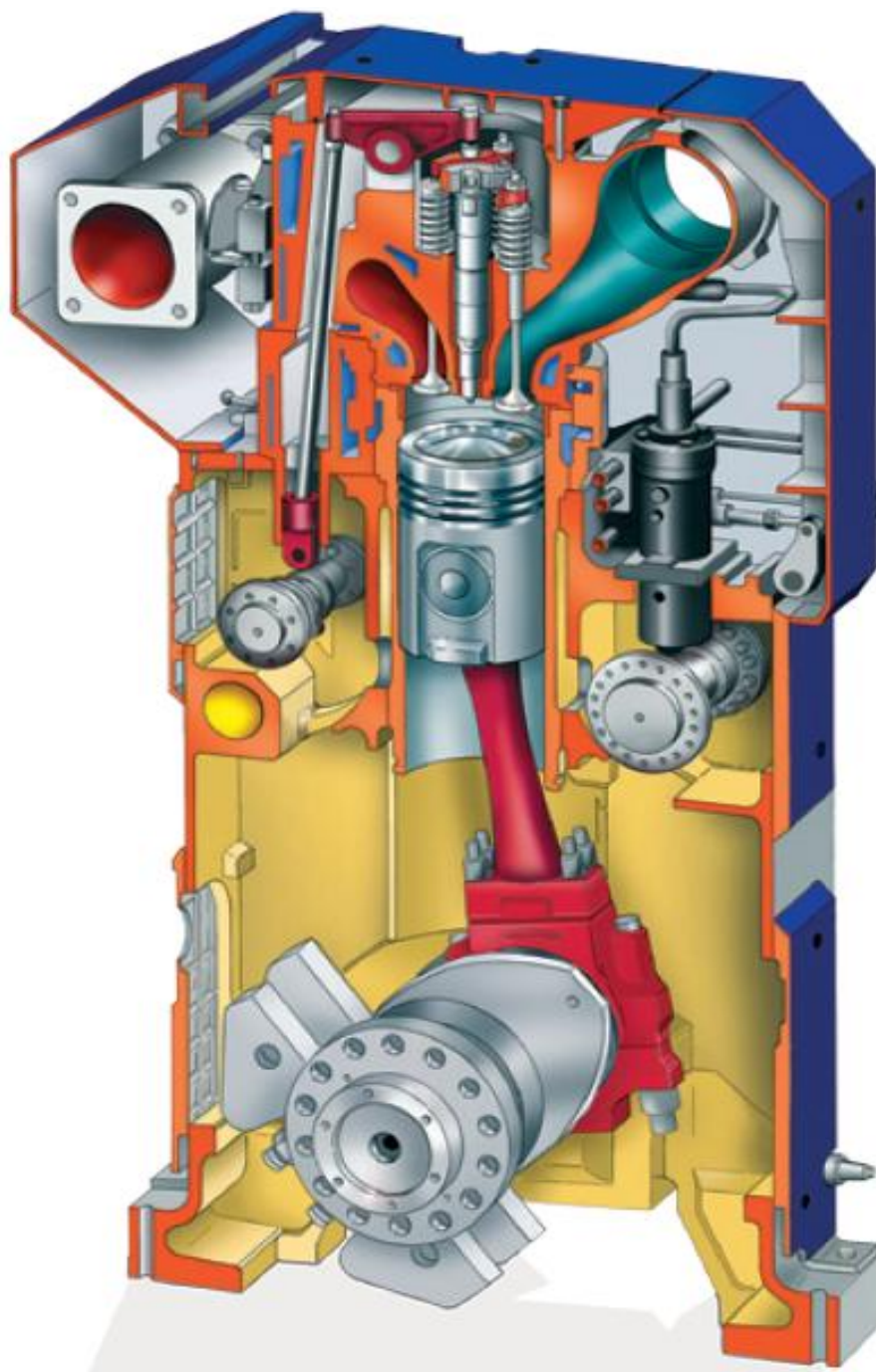


Рисунок 1.2 – Загальна будова двигуна 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

Суднові дизельні двигуни серії DK20 виробництва фірми Daihatsu за принципом організації робочого процесу є чотиритактними двигунами, які за частотою обертання колінчастого валу відносяться до середньооборотних.

Габаритні розміри дизель-генераторної установки з двигуном 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) подано на рис. 1.3. У такій установці маса самого дизеля становить 8650 кг, а загальна її маса – 21000 кг.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.01.ПЗ

Аркуш

11

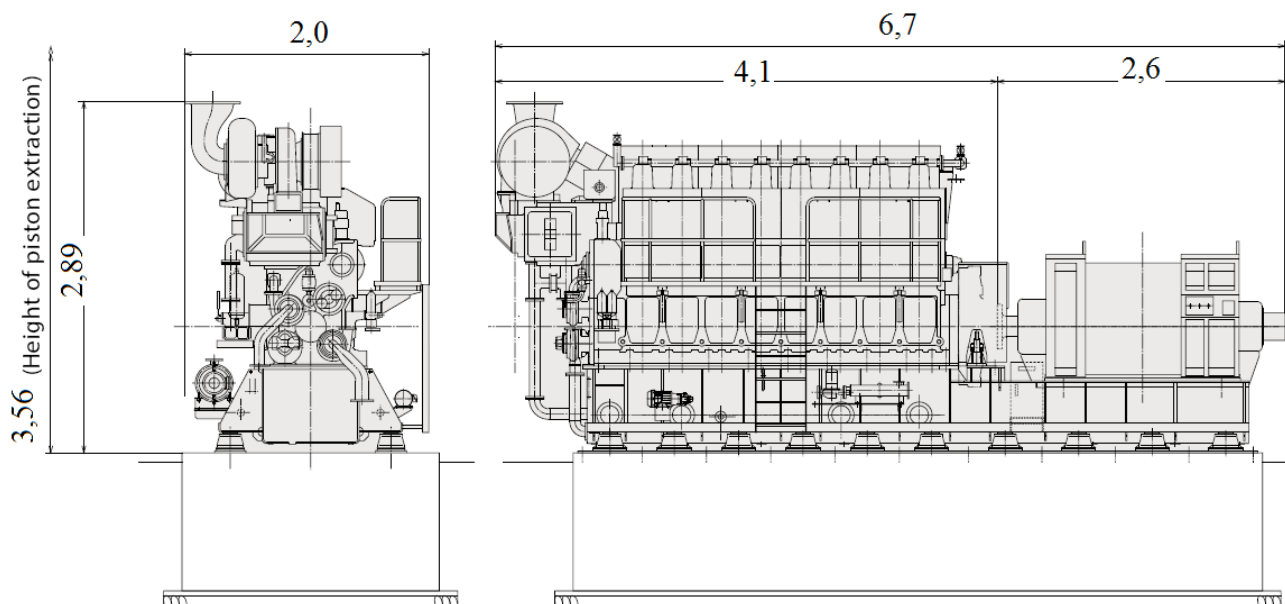


Рисунок 1.3 – Габаритні розміри дизель-генератора
8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

Основні технічні характеристики дизель-генератора 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) наведено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні параметри дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Призначення	дизель-генераторна установка/ головний судно-вий/
2	Розташування циліндрів	Рядне розташування 8 циліндрів
3	Діаметр робочого циліндру (мм)	200
4	Хід поршня (мм)	300
5	Ступінь стиснення	15
6	Оберти колінчастого валу (хв ⁻¹)	900
7	Середній ефективний тиск (МПа)	2,16...2,45
8	Номинальна потужність (кВт)	1000
9	Суха вага дизеля (т)	8,65
10	Вага разом з генератором (т)	21
11	Довжина разом з генератором (м)	6,7
12	Висота (м)	2,89
13	Ширина (м)	2,0

Фундамент дизель-генераторної установки виконаний цільним (єдиним). Він одночасно виконує і функцію масляної ємності. До суднового фундаменту установка приєднується за допомогою еластичних антивібраторів.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.01.ПЗ

Аркуш

12

Блок-картер дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) представлено на рис.1.4, який являє собою цільний литий моноблок. Враховуючи те, що блок-картер дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) відлито з чавуну, всі його елементи за допомогою анкерних зв'язків та поперечних силових шпильок знаходяться в попередньо стиснутому стані. Тому при передачі зусиль у двигуні від кришок робочих циліндрів до колінчастого валу усі деталі остову дизеля сприймають виключно напруги стиснення, що позитивно позначається на міцності усієї конструкції.

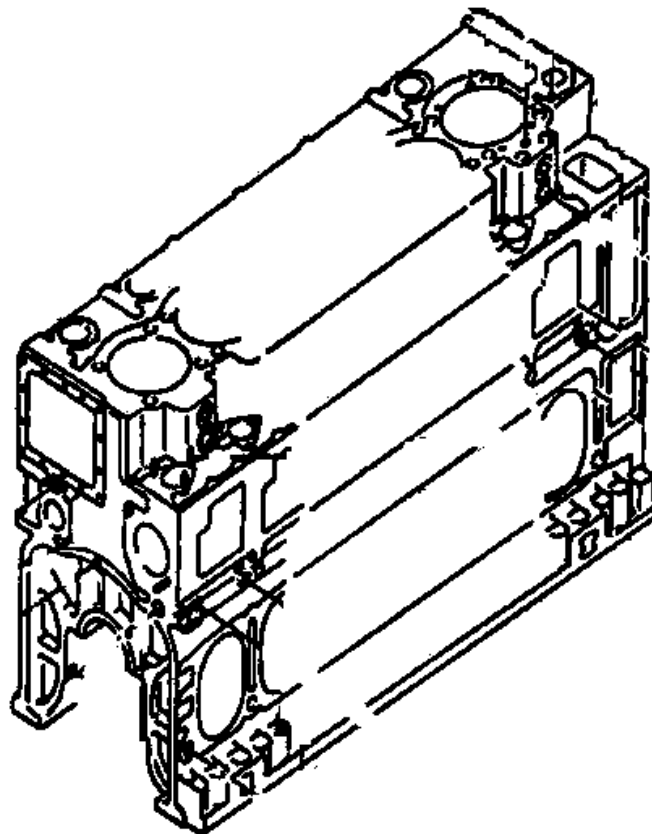


Рисунок 1.4 – Литий блок-картер дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

Варто відзначити, що чавун відмінно працює при стисканні, однак має малу міцність при розтягуванні. Рамові (корінні) підшипники на двигуні підвісного типу (підвісний колінчастий вал). Колінчастий вал дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) представлено на рис. 1.5.

Кришки підшипників (рис. 1.6) колінчастого валу розміщуються у вертикальних напрямних блок-картеру та фіксуються шпильками затягування яких здійснюється гідравлічно. Вкладиші підшипників колінчастого валу – тришарові.

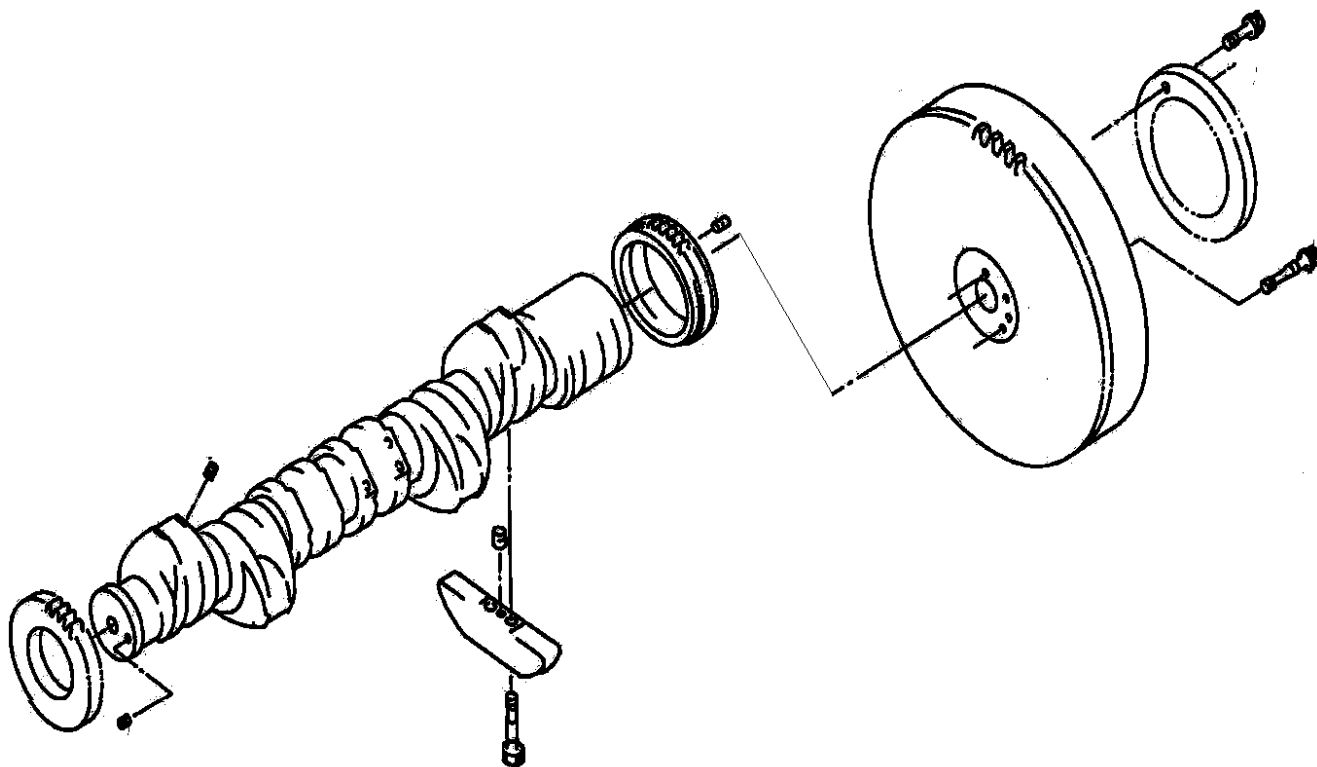


Рисунок 1.5 – Колінчастий вал та його елементи дизеля
8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)



Рисунок 1.6 – Кришка корінного підшипника та сам підшипник

Втулка циліндра DAIHATSU 8DK20 відлита з використанням відцентрового способу зі спеціального якісного та зносостійкого чавуну. Втулка циліндра (рис. 1.7) вставляється в отвір в блок-картері та спирається своїм опорним пояском на заздалегідь оброблену поверхню. Завдяки такій конструкції верхня частина втулки (яка охолоджується) знаходиться над картером, а порожнина охолодження формується між охолоджуваною частиною втулки та блоком (сорочкою).

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.01.ПЗ

Аркуш

14

На нижній частині циліндрової втулки розміщуються ущільнюючі резинові кільця, які дозволяють відокремити порожнину охолодження поверхні втулки, а також забезпечити вільне переміщення нагрітої частини втулки при її розширенні. Встановлення кілець також виключає можливість потрапляння води у масло.

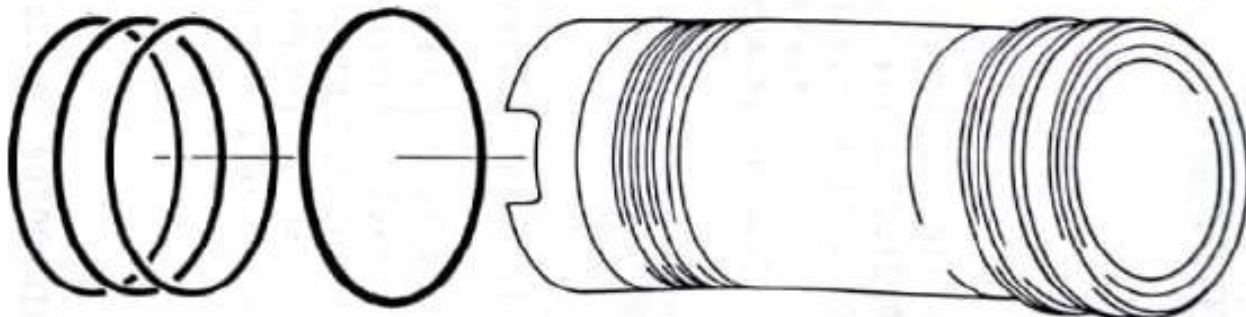


Рисунок 1.7 – Втулка робочого циліндра з ущільнюючими резиновими кільцями дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

Частина втулки робочого циліндру, яка розташована нижче опорного фланця не охолоджується, що дає змогу підтримувати в цій частині досить високу температуру чим, уникати низькотемпературної корозії поверхні.

Кришка робочого циліндра дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) представлена на рис. 1.8. Вона виготовляється за допомогою лиття. Матеріалом слугує високоякісний жароміцний чавун.

Вогневе днище кришки збільшене саме тому воно витримує високі механічні навантаження (максимальний тиск згоряння $P_z = 18$ МПа). Однак для забезпечення зниження температурних напружень у ньому виконано охолоджуючі канали, які і забезпечують нормальний температурний режим. У кришці дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) встановлено чотири клапани (два впускні та два випускні), паливна форсунка, пусковий клапан. Клапани газовипускної системи виготовлені з термо- та корозійностійкої сталі, на тарілках клапанів й сідлах є спеціальна наплавка наплавка.

Поршень (рис. 1.9) дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) складається з двох частин, а саме – тронку відлитого з сферичного чавуну та сталевий (жаростійка сталь) кованої головки. Поршень має примусове охолодження, яке здійснюється

за рахунок подавання масла у порожнини розміщені у головці. Мало подається з загальної масляної системи дизеля по свердленню у тілі (стрижні) шатуна.

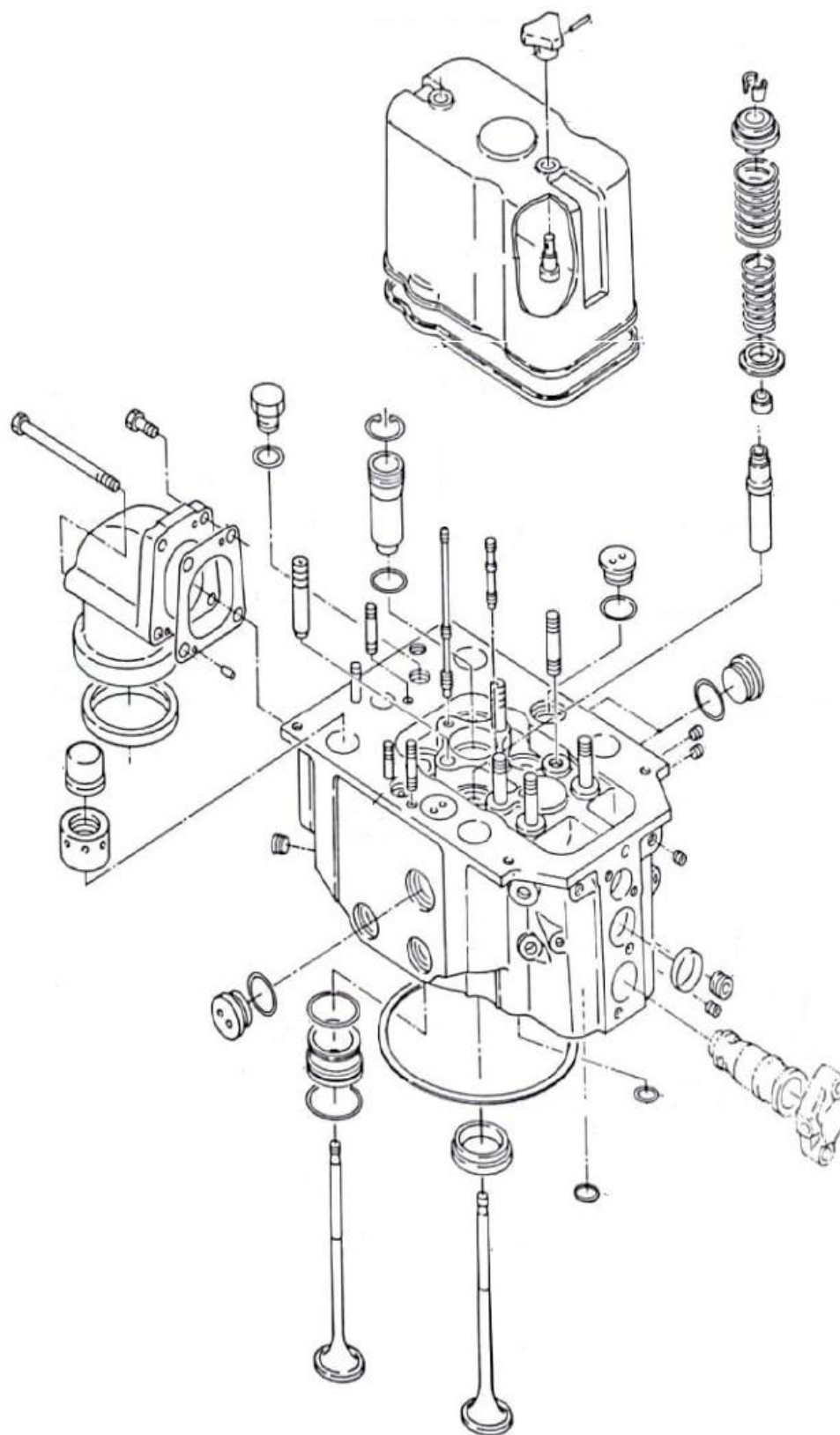


Рисунок 1.8 – Кришка робочого циліндру та її елементи дизеля
8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.01.ПЗ

Аркуш

16

У порожнині головки поршня інтенсивна тепловіддача реалізується використанням методу збовтування. Цей метод засновано на виникненні ударів масла о поверхні внаслідок сил інерції при зміні прискорень поршня (зворотно-поступальний рух). Максимальна ефективність тепловідведення досягається за рахунок того, що масло лише частково заповнює порожнину охолодження.

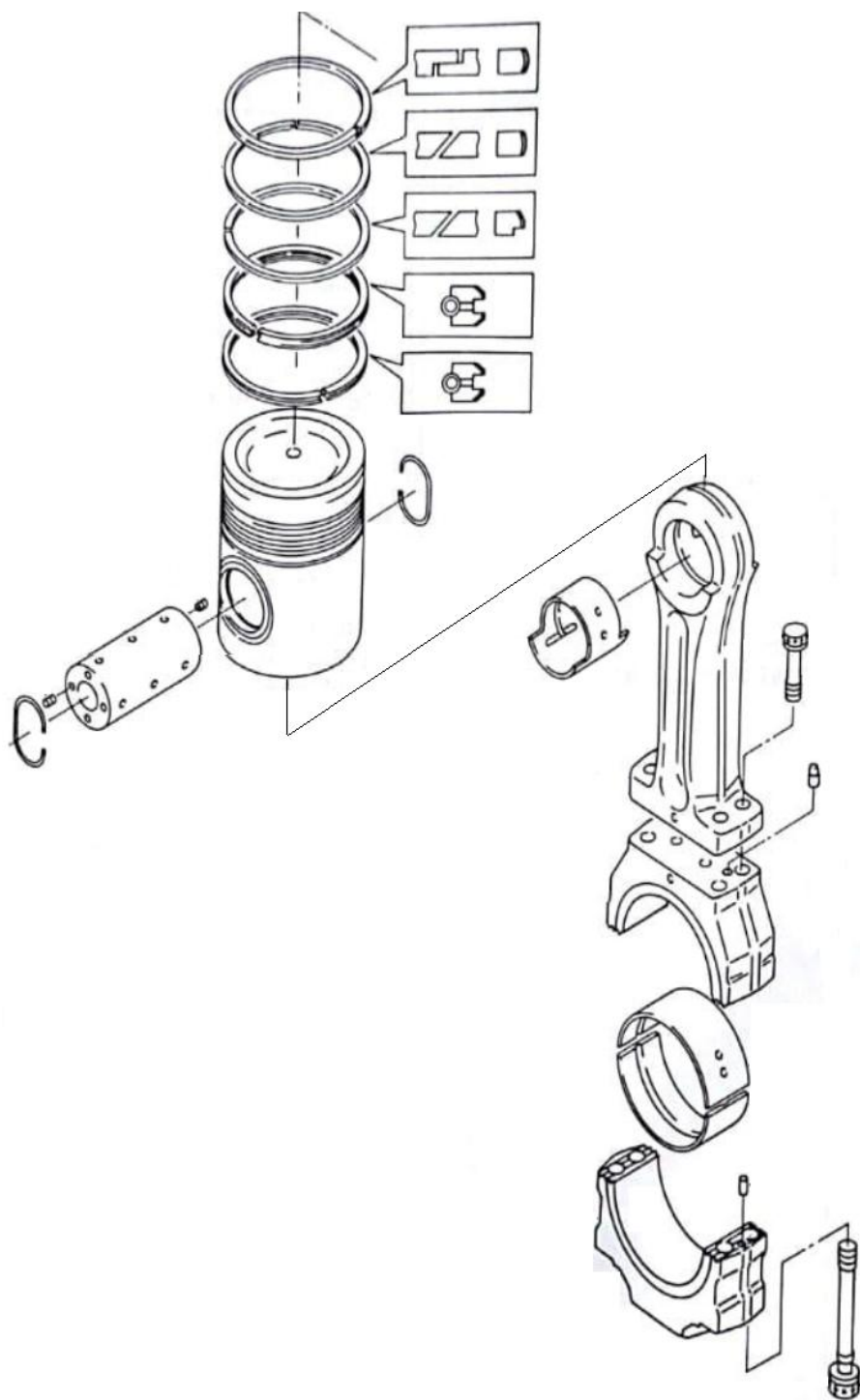


Рисунок 1.9 – Поршень у зборі з шатуном з елементами кріплення дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.01.ПЗ

Аркуш

17

Відведення масла, що охолоджує поршень, здійснюється крізь свердлення. Поршень забезпечується трьома ущільнюючими (компресійними) та двома маслоз'ємним кільцем (див. рис. 1.9). Компресійні кільця мають різні замки, що забезпечує якісне ущільнення, а хромоване покриття робочих поверхонь. Конструкція кілець забезпечує якісне ущільнення при мінімальному зносі поверхонь тертя.

Шатун (рис. 1.9) дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) сталевий, кований. Стрижень має двотавровий або круглий перетин з від'ємною нижньою головою морського типу. Наявність від'ємної нижньої головки дозволяє збільшити діаметр мотильової шийки колінчастого валу чим значно знизити питомий тиск в підшипнику. Така конструкція шатуна дозволяє не виконуючи розбирання мотилевого підшипника виймати шатун разом з поршнем та пальцем через втулку циліндра.

Паливна система дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) містить наступні елементи, зокрема: паливний насос високого тиску (ПНВТ) золотникового типу з регулюванням подачі по кінцю, многодирчасту паливну форсунку без додаткового охолодження не охолоджувану, паливні трубки високого тиску захищені кожухами, що запобігає проникненню протічок палива за межі кожуху. Протічки у паливній системі можуть виникати, наприклад, при ослабленні штуцерних з'єднань трубки форсунки, при розриві трубки, що є досить небезпечним, так як струмінь палива утворює туман з частинок пального, який може потрапити на гарячі деталі дизеля та загорітися.

Система повітропостачання – турбонаддув з постійним тиском та проміжним повітроохолоджувачем (рис. 1.10) трубчастого типу. Система повітропостачання дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) з метою прискорення реакції турбонагнітача при зміні режиму роботи містить Лямбда-Регулятор.

Система охолодження двоступенева (внутрішній та зовнішній контура). Охолоджуюча рідина високотемпературного (внутрішнього) контуру охолоджує прісною водою сам дизель, а вода низькотемпературного (зовнішнього) контуру – за рахунок заборотної води охолоджує прісну воду. Схема системи охолодження дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) представлена на рис.1.11.

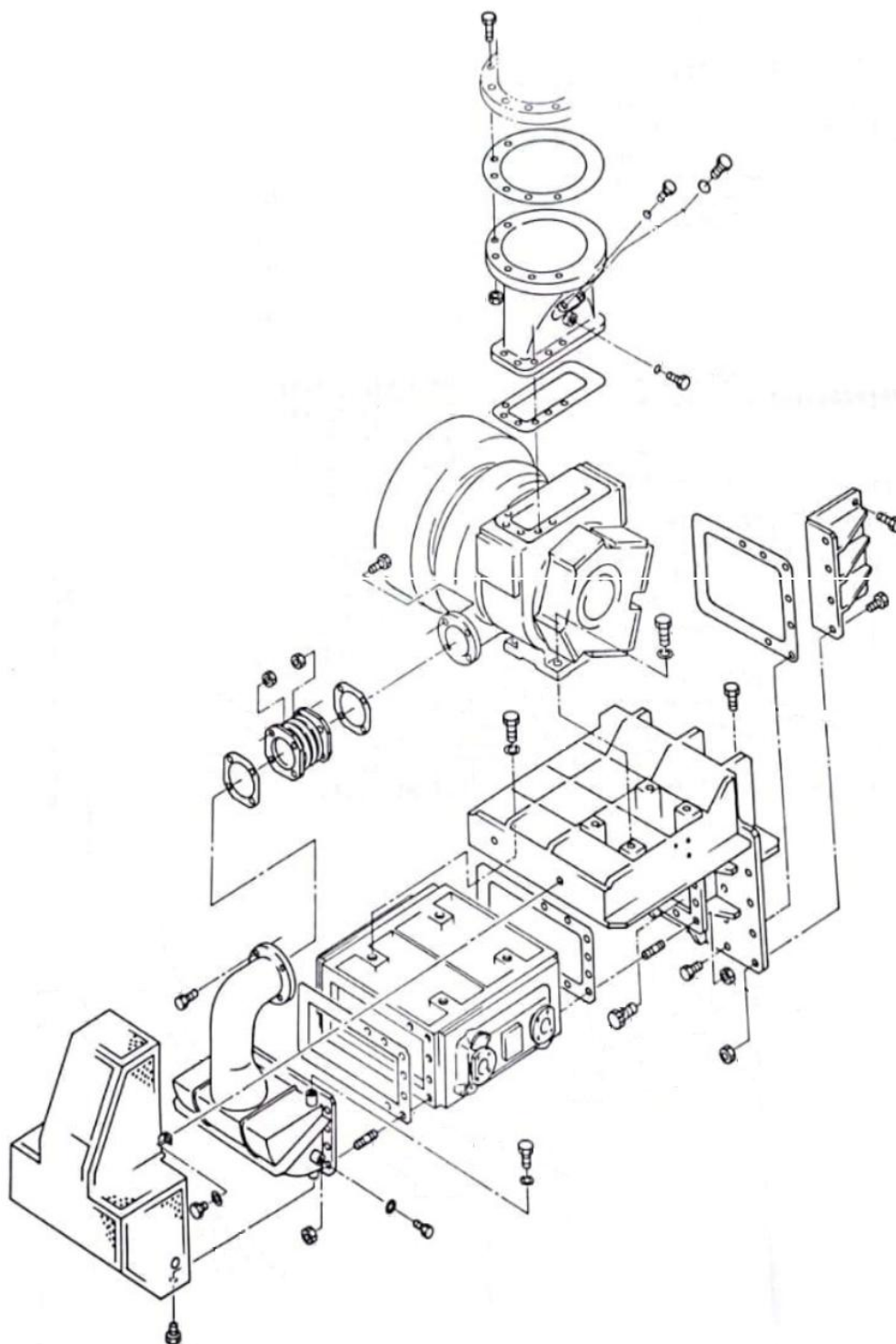


Рисунок 1.10 – Система повітропостачання дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

ОНП має два ступеня охолодження, що дає змогу забезпечити охолодження надувного повітря при роботі дизеля на високих навантаженнях та навпаки нагрівати повітря при переході на малі. Таким чином, оптимальна температура надувного повітря можлива для будь-яких навантажень дизеля.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.01.ПЗ

Аркуш

19

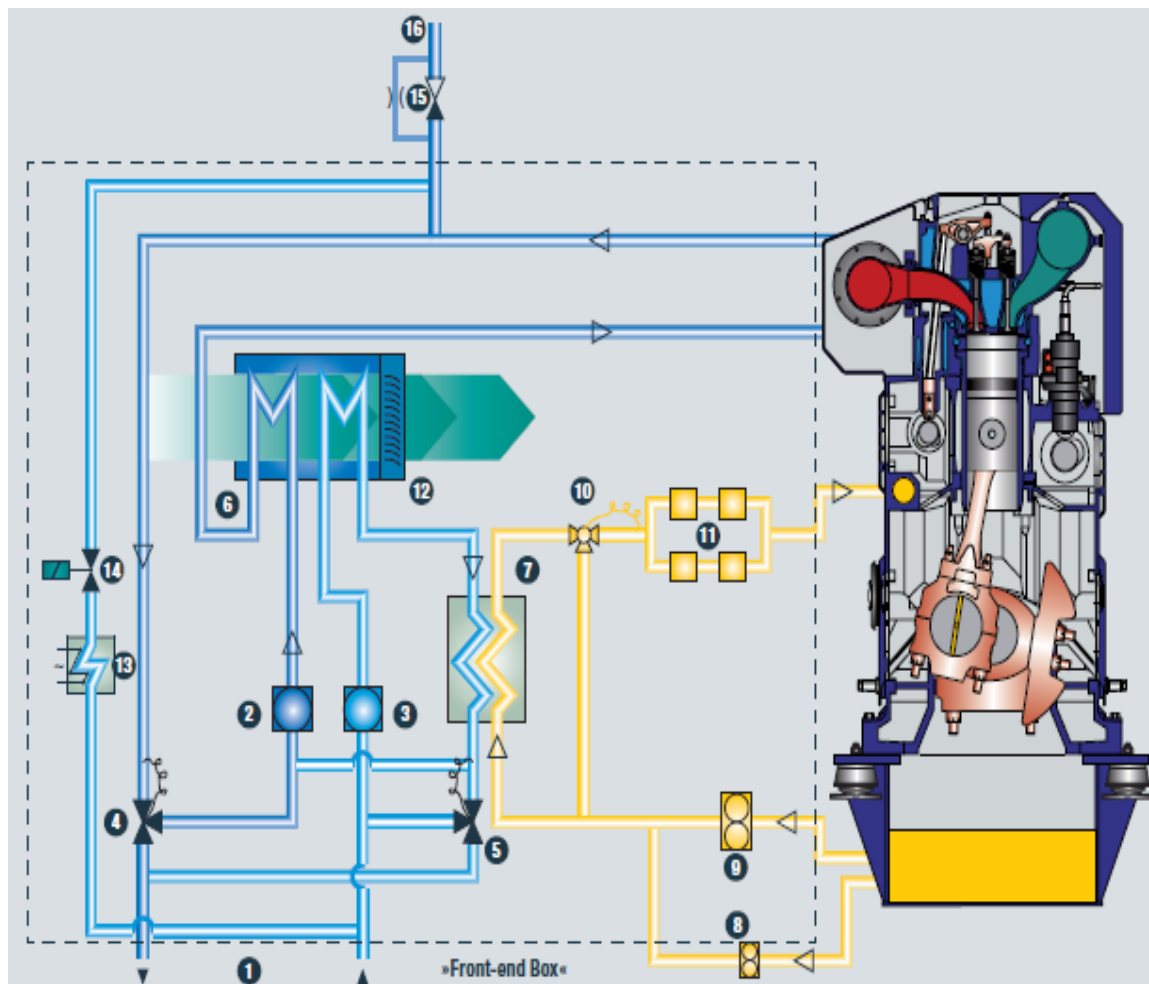


Рисунок 1.11 – Система охолодження дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

Система змащення для забезпечення захисту від можливих забруднень порожнин двигуна та відведення продуктів зношення пар тертя містить фільтри грубого та тонкого очищення, охолоджувач масла, трубопроводи та різного роду арматуру.

1.2. Висновок до розділу

Судновий середньообертовий дизельний 8ЧН 20/30 (8DK20) виробництва японської фірми Daihatsu повністю відповідає технічним вимогам експлуатування на судні у вигляді дизель-генераторної установки. Двигун має сучасні високі показники щодо економічності та екологічності та легко експлуатується, однак разом з тим дизель серії DK20 має і певний ресурс до подальшого його вдосконалення.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.01.ПЗ

Аркуш

20

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

Сучасні та перспективні тенденції у напрямку розвитку теорії ДВЗ відзначаються певним накопиченням значної кількості різного роду експериментальних та теоретичних даних, матеріалів досліджень різних видів робочих процесів різних типів поршневих двигунів. Такі тенденції викликані нагальною практичною потребою в формуванні та узагальненні теоретичних знань, щоб вони могли слугувати основою при конструюванні та дослідженні нових двигунів, або вдосконалені вже наявних. Раніше, коли накопичення теоретичного та практичного матеріалу йшло нерівномірно з певних питань теорії ДВЗ, основою теорії теплового розрахунку, що вміщує у себе увесь робочий процес двигуна, була модель, розроблена відомим вченим В. І. Гриневецьким. Модель розрахунку робочого циклу Гриневецького була сформована, ще на початку ХХ століть (у 1907 року), однак вона і досі залишається актуальною для виконання практичних інженерних розрахунків. Ця модель розрахунку робочого циклу надає розуміння основних процесів у двигуні, хоча є досить простою за своєю формою.

Модель розрахунку робочого циклу Гриневецького була згодом вдосконалена іншими дослідниками. Найбільший внесок у доопрацювання моделі теплового розрахунку зробив професор Є.К. Мазінг. Після чого таку вдосконалену модель прийнято називати за ім'ям двох вчених – модель Гриневецького-Мазінга. Вдосконалена модель дає змогу врахувати вплив на робочий цикл двигуна зміни якості та кількості робочого тіла, а також теплообмін із зовнішнім середовищем (тепловіддачу у стінки робочого об'єму).

Однак недоліком є те, що врахування зазначених факторів реалізується шляхом підбирання числових значень різних коефіцієнтів із рекомендованого діапазону для певного типу двигуна. Таким чином у моделі нема прямого кількісного

					КРБ.142.4227ст.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

зв'язку між конструкцією, розмірами та режимом роботи двигуна та параметрами робочого процесу й показниками ефективності його роботи. Однак у разі коректного підбору певних параметрів можна досягти хорошу відповідність та збіжність із дійсним робочим процесом двигуна. Коректний підбір параметрів потребує значного досвіду людини, що здійснює ці розрахунки.

Також варто відзначити, що модель Гриневецького-Мазінга не дає змогу розв'язати низьку важливих задач, а саме, наприклад, визначення швидкості наростання тисків $dp/d\phi$ під час згоряння циклової дози палива, або дослідити вплив параметрів паливної апаратури на ефективність енергоперетворення та ще багато іншого.

Завдяки своїй простоті математичного апарату та універсальності щодо типів двигунів модель Гриневецького-Мазінга використовуються до теперішнього часу для підготовки майбутніх інженерів з двигунів внутрішнього згоряння. Отже, саме тому при реалізації кваліфікаційної роботи було використано саме модель Гриневецького-Мазінга. Розрахунок робочого циклу суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) за математичною моделлю теплового розрахунку Гриневецького-Мазінга виконується у програмному середовищі Matcad. Усі потрібні вихідні дані (табл. 2.1) для розрахунку робочого циклу суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (8DK20) обрано базуючись на відповідні літературні джерела та технічні характеристики самого двигуна.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для моделювання номінального режиму роботи суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N_e , кВт	1120
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	900
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,1013
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	298
5	Тиск наддуву	P_k , МПа	0,38
6	Коефіцієнт продувки	ϕ_a	1,05
7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,025
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,91
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,96
10	Ступінь стиску	ϵ	15

11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,2
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	$\Delta T_a, K$	20
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n	0
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,99
15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,90
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$	0,845
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	$\Delta P_{ox}, MPa$	0,004
18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,91
19	Температура залишкових газів	T_r, K	780
20	Масовий склад палива (кг/кг)	C	0,87
		H	0,126
		S	0
		O	0,004
21	Нижча теплота згоряння палива	$Q_H, kДж/кг$	42700
22	Кількість циліндрів	i	8
23	Діаметр циліндра	$D_c, м$	0,20
24	Хід поршня	$S, м$	0,30
25	Коефіцієнт тактності	z	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α	2,70205
27	Показник адіабати повітря	k_B	1,4
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$	0,83
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$	0,94
30	Температура охолоджуючої рідини на вході	T_w, K	300
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,98
32	Відношення тисків перед турбіною до тиску за компресором	ψ_t	0,86725

Робочий цикл двигуна складається з послідовних процесів (наповнення, стиснення, згоряння, розширення та випуску), які періодично повторюються з певною частотою.

У **процесі наповнення** відбувається надходження свіжого повітря у циліндр для подальшого забезпечення процесу згоряння. Основна задача процесу – досягнення максимального наповнення свіжим повітрям при мінімальних газодинамічних втратах. Розрахунок процесу наповнення суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) наведено у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Процес наповнення

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k, K	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	460,06
2	Температура повітря перед дизелем	T_s, K	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	314,405

3	Температура заряду наприкінці процесу наповнення	T_a, K	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	345,274
4	Тиск повітря перед двигуном	$P_s, \text{МПа}$	$P_s = P_k - \Delta P_{\text{ох.}}$	0,376
5	Тиск заряду наприкінці процесу наповнення	$P_a, \text{МПа}$	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,368
6	Коефіцієнт наповнення	η_n	$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$	0,933

У *процесі стиснення* відбувається рух поршня від НМТ до ВМТ. При цьому відбувається стиснення заряду повітря. Так, як стиснення відбувається дуже швидко температура заряду різко підвищується до значень, які забезпечують самозаймання циклової дози палива. Основна задача процесу – досягнення максимального сприятливих умов для протікання процесу згоряння. Розрахунок процесу стиснення суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) наведено у табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Процес стиснення

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Середня мольна ізохорна теплоємність повітря	$c'_v, \text{кДж/(кмоль}\cdot\text{К)}$	$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$	–
2	Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння	$c''_v, \text{кДж/(кмоль}\cdot\text{К)}$	$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	–
3	Теплоємність суміші повітря й залишкових газів на ході стиску	$c''_{vc}, \text{кДж/(кмоль}\cdot\text{К)}$	$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,00251; a_{vc} = 19,271$	–
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$	1,362
5	Тиск наприкінці стиску (точка с)	$P_c, \text{МПа}$	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	14,738
6	Температура наприкінці стиску (точка с)	T_c, K	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	920,666

Процес згоряння палива – основний процес теплового розрахунку, у результаті якого відбувається виділення енергії, що містилася у паливі, яка потім і перетворюється у механічну роботу у виді крутного моменту. При розрахунку процесу проміжні фізико-хімічні перетворення у моделі Гриневецького-Мазінга не розглядаються (лише кінцевий результат). Розрахунок процесу згоряння суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) наведено у табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Процес згоряння

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Кількість повітря для згоряння	L , кмоль/кг	$L_{\text{вв}} = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,337
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,0237
3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,0231
4	Частка палива, яка згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,948
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,022
6	Теоретична кількість повітря для згоряння	L_0 , кмоль/кг	$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,495
7	Приріст об'єму продуктів згоряння	ΔM	$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$	0,0316
8	Середня мольна ізохорна теплоємність у точці z	c''_{vz} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,70185; b_z = 0,0029$	—
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у точці b	c_{vb} , кДж/(кмоль·К)	$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 19,72499; b_b = 0,002923$	—
10	Максимальна температура згоряння	T_z , К	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1704,929
11	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	$P_z = \lambda \cdot P_c$	17,686

Процес розширення (або робочій хід) відбувається при русі поршня від ВМТ до НМТ. При цьому у циліндрі відбувається падіння температури та тиску. Процес закінчується у момент відкриття органів газообміну (або на теоретичній діаграмі відповідає точці *b*). При розширенні між робочім тілом та стінками робочого циліндра двигуна відбувається теплообмін, який у моделі характеризується показником політропи розширення n_2 . Розрахунок процесу розширення суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) наведено у табл. 2.5.

Таблиця 2.5 – Робочій хід

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,577
2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	9,512
3	Показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_f) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{bb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,286
4	Температура наприкінці процесу розширення	T_b, K	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	895,7
5	Тиск наприкінці процесу розширення	P_b, MPa	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	0,977

За результатами теплового розрахунку визначаються індикаторні та ефективні показники роботи суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20), які наведено у табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Індикаторні та ефективні показники

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i, MPa	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	2,221
2	Дійсний середній індикаторний тиск	P_i, MPa	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	2,199

3	Індикаторна питома витрата палива	g_i , кг/(кВт·год)	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,164
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,513
5	Середній ефективний тиск	P_e , МПа	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	1,979
6	Ефективний ККД двигуна	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,462
7	Питома ефективна витрата палива	g_e , кг/(кВт·год)	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,1825
8	Ефективна потужність двигуна	N_e кВт	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	1120,005
9	Порівняння заданої і отриманої потужності	ΔN , %	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0

Для закінчення розрахунку потрібно поточнити параметри агрегату наддуву двигуна суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) – табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Дійсний Π_k компресора

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Витрата повітря	G , кг/с	$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	2,308
2	Витрата ВГ	G_t , кг/с	$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	2,365
3	Тиск ВГ перед турбіною	P_r , МПа	$P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,330
4	Температура газу перед турбіною	T_t , К	$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	703,538
5	Загальна кількість ВГ	M_s , кмоль	$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,369
6	Універсальна газова стала для ВГ	R_t , Дж/кг·К	$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,547
7	Показник адіабати розширення ВГ в турбіні	k_t	$k_t = \frac{(a_{ub} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{ub} + b_b \cdot T_t}$	1,382
8	Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	$\Pi_k = 1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{kad}}}$	3,752

9	Дійсний тиск наддуву	P_{kd} , МПа	$P_{kd} = P_k \cdot P_0$	0,380
10	Порівняння заданого і отриманого тиску наддуву	ΔP_k , %	$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,01

За отриманими під час теплового розрахунку даними (табл. 2.2–2.7) за методом Гріневецького–Мазінга суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) аналітично визначаємо, а також будуємо індикаторну діаграму (згорнута діаграма у p – V/V_c координатах). Вихідні дані для визначення точок наведено у таблиці 2.8, а значення – у табл. 2.9. Ординати політропи стиснення – $p = \frac{P_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$; розширення – $p = \frac{P_z}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}$. Індикаторна діаграма дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20) у координатах p – V/V_c , подана на рис. 2.1.

Таблиця 2.8 – Вихідні параметри для індикаторної діаграми суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

P_r , МПа	P_a , МПа	P_s , МПа	P_k , МПа	P_b , МПа	P_c , МПа	P_z , МПа	n_1	n_2	ρ	δ	ε
0,33	0,368	0,376	0,38	0,977	14,738	17,686	1,362	1,286	1,577	9,512	15

Таблиця 2.9 – Координат точок діаграми p – V/V_c дизеля 8ЧН 20/30 (8DK20)

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V_c)	$P_{стис.}$, МПа	$P_{розш.}$, МПа
1	1	14,738	17,686
2	1,577	7,924863	17,686
3	2,283474	4,78664	10,98719
4	2,989947	3,315773	7,768512
5	3,696421	2,483821	5,913904
6	4,402895	1,957343	4,722737
7	5,109368	1,598241	3,900147
8	5,815842	1,339788	3,301789
9	6,522316	1,146102	2,849184
10	7,228789	0,996303	2,49622
11	7,935263	0,877478	2,214141
12	8,641737	0,781246	1,98414
13	9,348211	0,70195	1,79343
14	10,05468	0,635642	1,633035
15	10,76116	0,579491	1,496479
16	11,46763	0,531417	1,37898
17	12,17411	0,489861	1,276936
18	12,88058	0,453635	1,187584
19	13,58705	0,421815	1,108772
20	14,29353	0,393676	1,0388
21	15	0,36864	0,97631

					КРБ.142.4227ст.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		28

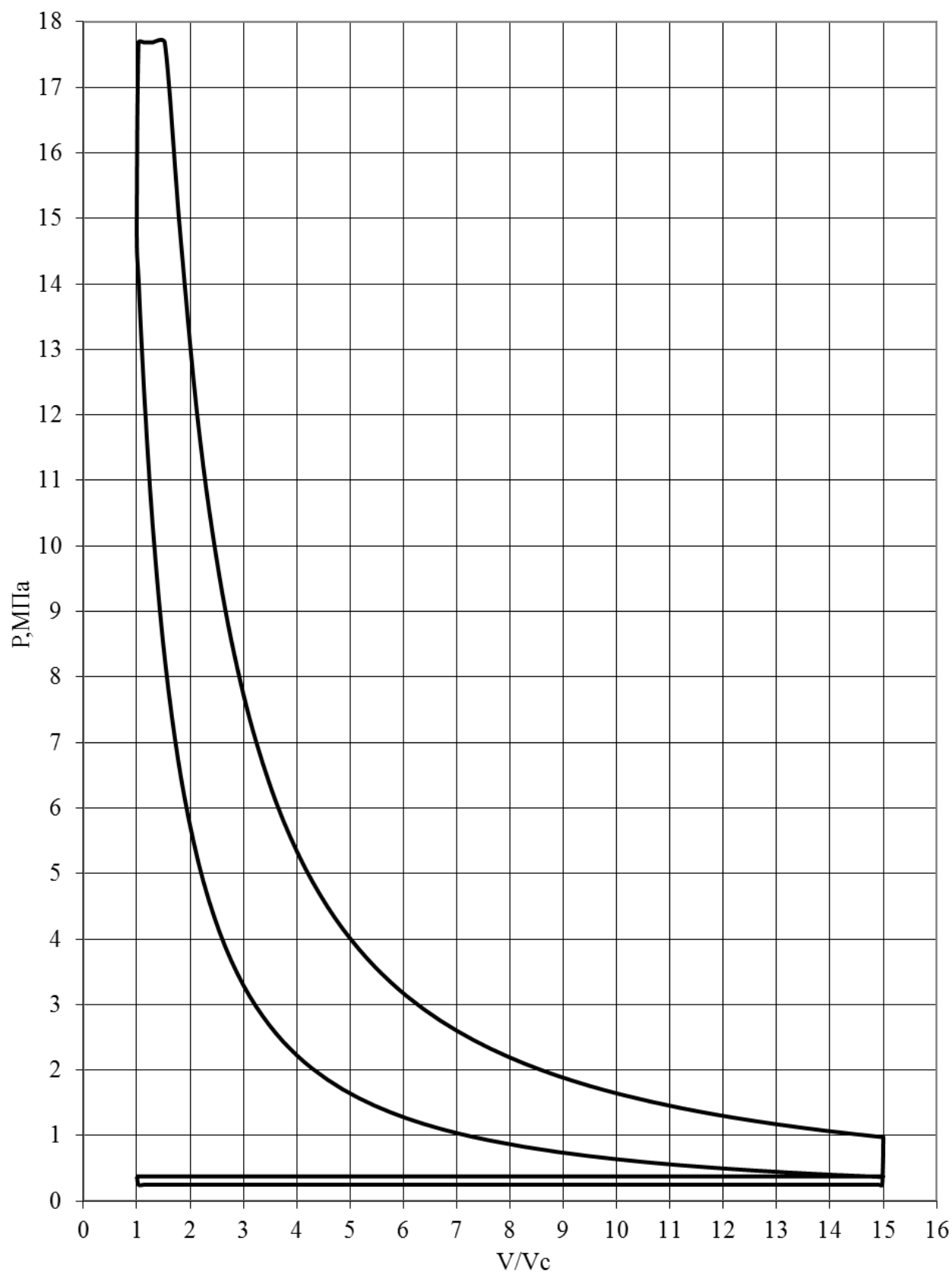


Рисунок 2.1 – Теоретична діаграма у координатах p – V/V_c суднового дизеля
DAIHATSU 8CH 20/30 (8DK20)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.02.ПЗ

Аркуш

29

За отриманими під час теплового розрахунку даними (табл. 2.2–2.7) за методом Гріневецького–Мазінга суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) аналітично визначаємо, а також будуємо індикаторну діаграму (діаграма у $T-V/V_c$ координатах). Вихідні дані для визначення точок наведено у таблиці 2.10, а значення – у табл. 2.11. Ординати політропи стиснення –

$$T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}}; \text{розширення} - T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}; \text{температура в точці у} - T_y = T_c \lambda.$$

Індикаторна діаграма дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20) у координатах $T-V/V_c$, подана на рис. 2.2.

Таблиця 2.10 – Вихідні параметри для індикаторної діаграми суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

T_r , К	T_a , К	T_s , К	T_k , К	T_b , К	T_c , К	T_z , К	λ
703,538	345,274	314,405	460,06	895,7	920,666	1704,929	1,20

Таблиця 2.11 – Координат точок діаграми $T-V/V_c$ дизеля 8ЧН 20/30 (8DK20)

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V_c)	$T_{ст}$, К	$T_{розш}$, К
1	1	920,666	1104,799
2	1,577	780,7051	1704,929
3	2,283474	682,795	1533,655
4	2,989947	619,3154	1419,863
5	3,696421	573,542	1336,29
6	4,402895	538,3551	1271,092
7	5,109368	510,121	1218,129
8	5,815842	486,7572	1173,835
9	6,522316	466,9696	1135,971
10	7,228789	449,9045	1103,045
11	7,935263	434,9716	1074,018
12	8,641737	421,7475	1048,138
13	9,348211	409,9193	1024,844
14	10,05468	399,2498	1003,711
15	10,76116	389,5553	984,4065
16	11,46763	380,691	966,6665
17	12,17411	372,5408	950,2791
18	12,88058	365,0106	935,0711
19	13,58705	358,0229	920,8997
20	14,29353	351,5132	907,6456
21	15	345,4276	895,2082

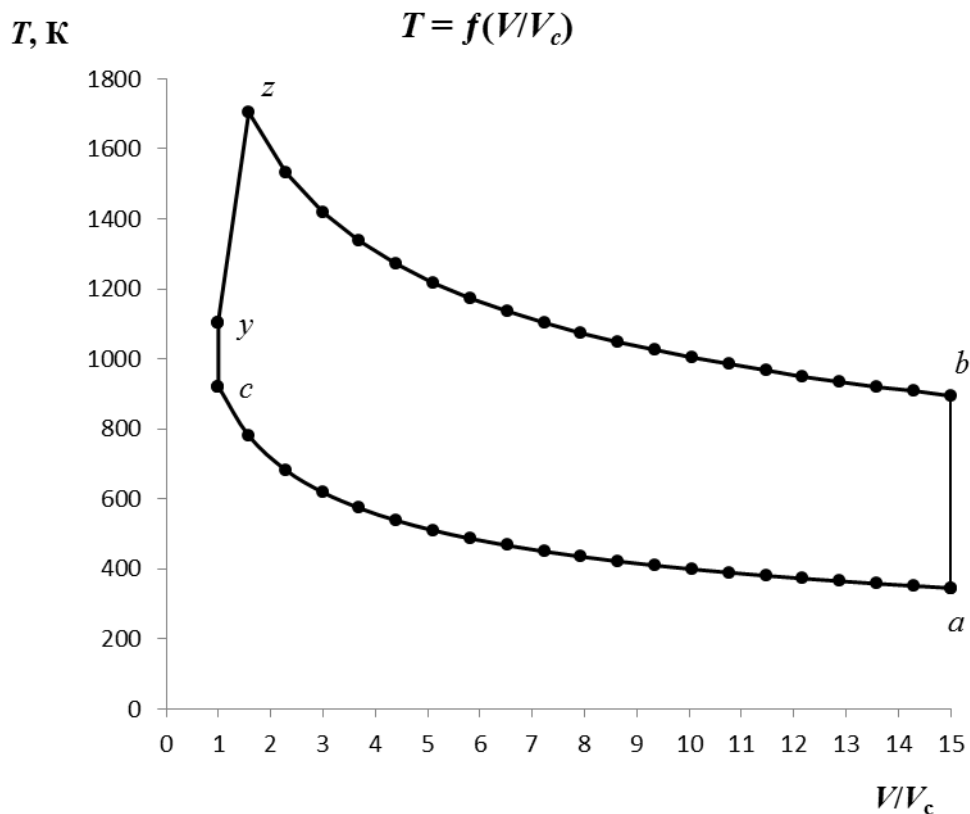


Рисунок 2.2 – Теоретична діаграма у координатах $T-V/V_c$ суднового дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20)

За отриманими під час теплового розрахунку даними (табл. 2.2–2.7) за методом Гріневецького–Мазінга суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20) аналітично визначаємо, а також будуємо індикаторну діаграму (діаграма у $T-S$ координатах). Ентропія визначається, як:

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

Перетворюючи вираз для кожного процесу маємо:

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

Індикаторна діаграма дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20) у координатах $T-S$, подана на рис. 2.3.

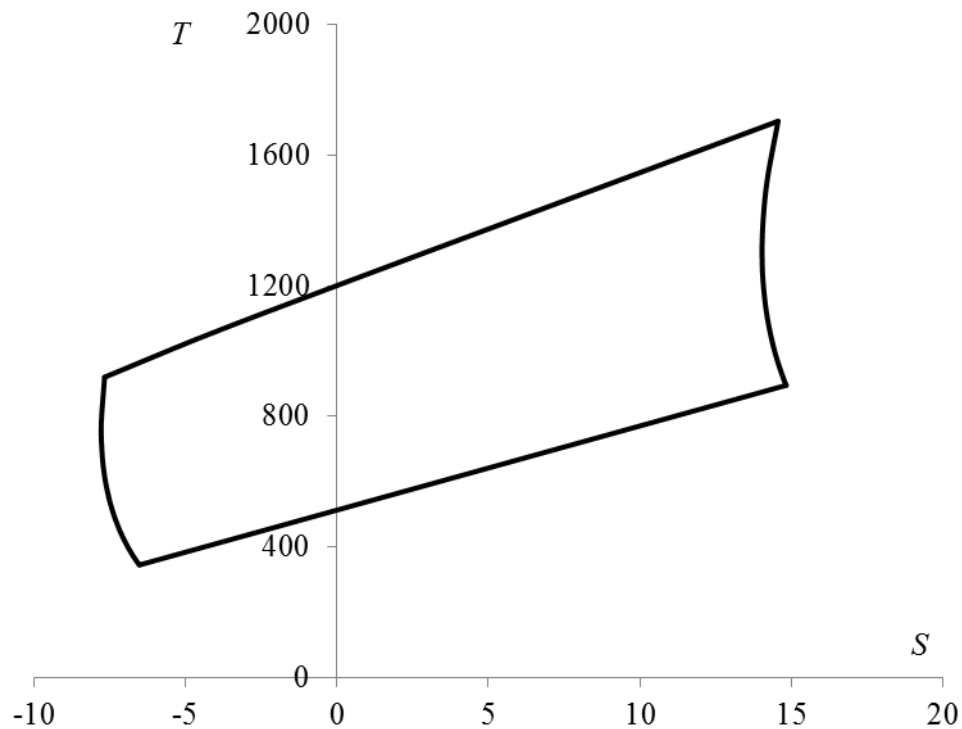


Рисунок 2.3 – Теоретична діаграма у координатах T – S суднового дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20)

2.2. Розрахунок кінематики та динаміки суднового дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20)

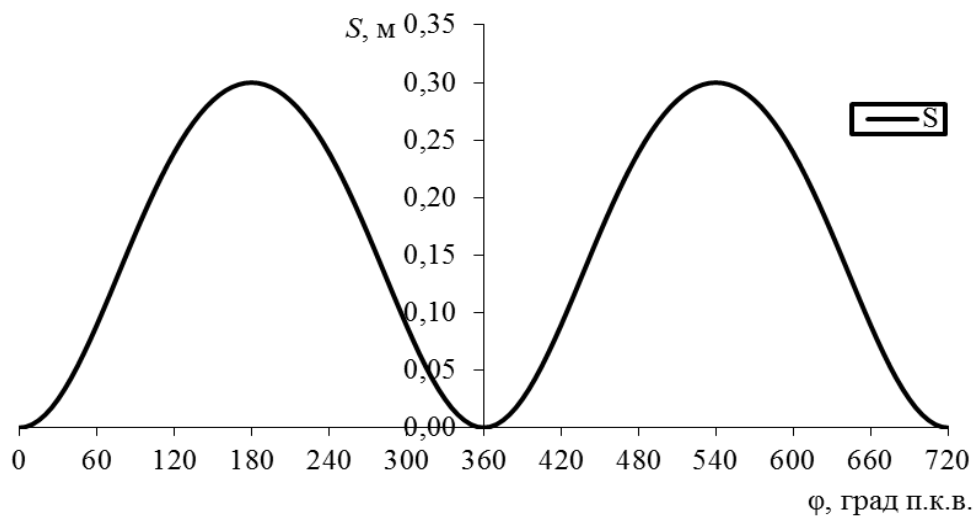
При розрахунках кінематики головним є встановлення залежностей переміщення, швидкості та прискорення поршня від кута повороту колінчастого валу:

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

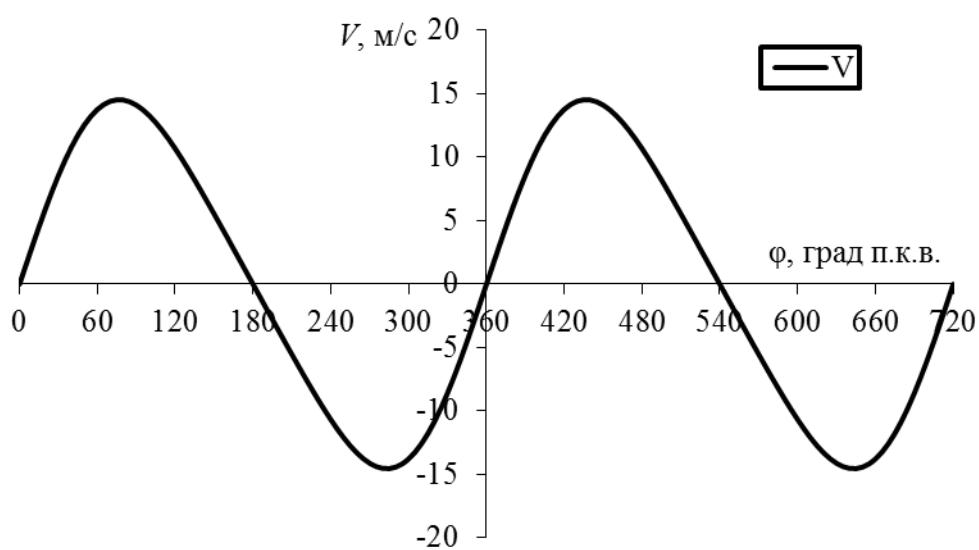
– швидкість
$$V_{\varphi} = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

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

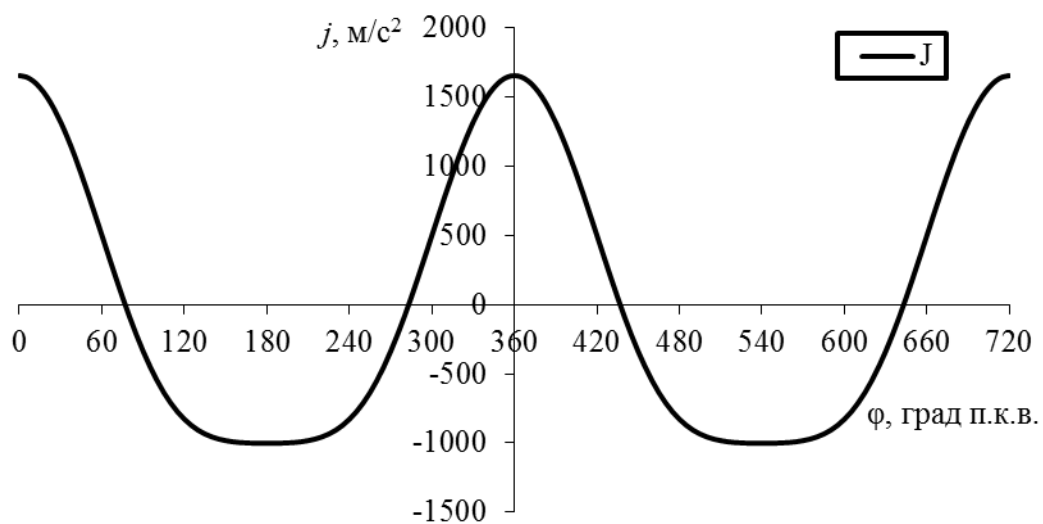
Залежності переміщення поршня, його швидкості, а також прискорення від кута φ (поворот кривошипу колінчастого валу) суднового дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20) подається на рис. 2.4, а їх координати наводяться у табл. 2.12.



a



б



в

Рисунок 2.4 – Діаграми кінематики дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20):

a – переміщення S ; *б* – швидкість V ; *в* – прискорення J

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.02.ПЗ

Аркуш

33

Таблиця 2.12 – Координат точок діаграм S , V та J дизеля 8ЧН 20/30 (8DK20)

φ°	S , м	V , м/с	j , м/с ²
0	0,000	0,000	1656,262
5	0,001	1,534	1646,454
10	0,003	3,049	1617,187
15	0,006	4,528	1568,933
20	0,011	5,954	1502,474
25	0,017	7,311	1418,894
30	0,025	8,582	1319,570
35	0,033	9,754	1206,153
40	0,043	10,816	1080,546
45	0,053	11,755	944,869
50	0,065	12,565	801,425
55	0,077	13,240	652,641
60	0,089	13,774	501,017
65	0,102	14,167	349,051
70	0,115	14,420	199,172
75	0,129	14,536	53,663
80	0,142	14,520	-85,413
85	0,156	14,378	-216,274
90	0,169	14,119	-337,474
95	0,182	13,753	-447,937
100	0,194	13,290	-546,976
105	0,206	12,740	-634,287
110	0,218	12,115	-709,930
115	0,229	11,425	-774,284
120	0,239	10,681	-828,001
125	0,249	9,892	-871,945
130	0,257	9,067	-907,127
135	0,265	8,212	-934,646
140	0,273	7,336	-955,628
145	0,279	6,443	-971,182
150	0,285	5,537	-982,356
155	0,289	4,623	-990,104
160	0,293	3,704	-995,263
165	0,296	2,780	-998,532
170	0,298	1,855	-1000,467
175	0,300	0,928	-1001,467
180	0,300	0,000	-1001,773
185	0,300	-0,928	-1001,467
190	0,298	-1,855	-1000,467
195	0,296	-2,780	-998,532
200	0,293	-3,704	-995,263
205	0,289	-4,623	-990,104
210	0,285	-5,537	-982,356
215	0,279	-6,443	-971,182
220	0,273	-7,336	-955,628
225	0,265	-8,212	-934,646
230	0,257	-9,067	-907,127
235	0,249	-9,892	-871,945
240	0,239	-10,681	-828,001
245	0,229	-11,425	-774,284
250	0,218	-12,115	-709,930
255	0,206	-12,740	-634,287
260	0,194	-13,290	-546,976
265	0,182	-13,753	-447,937
270	0,169	-14,119	-337,474
275	0,156	-14,378	-216,274
280	0,142	-14,520	-85,413

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.02.ПЗ

Аркуш

34

285	0,129	-14,536	53,663
290	0,115	-14,420	199,172
295	0,102	-14,167	349,051
300	0,089	-13,774	501,017
305	0,077	-13,240	652,641
310	0,065	-12,565	801,425
315	0,053	-11,755	944,869
320	0,043	-10,816	1080,546
325	0,033	-9,754	1206,153
330	0,025	-8,582	1319,570
335	0,017	-7,311	1418,894
340	0,011	-5,954	1502,474
345	0,006	-4,528	1568,933
350	0,003	-3,049	1617,187
355	0,001	-1,534	1646,454
360	0,000	0,000	1656,262
365	0,001	1,534	1646,454
370	0,003	3,049	1617,187
375	0,006	4,528	1568,933
380	0,011	5,954	1502,474
385	0,017	7,311	1418,894
390	0,025	8,582	1319,570
395	0,033	9,754	1206,153
400	0,043	10,816	1080,546
405	0,053	11,755	944,869
410	0,065	12,565	801,425
415	0,077	13,240	652,641
420	0,089	13,774	501,017
425	0,102	14,167	349,051
430	0,115	14,420	199,172
435	0,129	14,536	53,663
440	0,142	14,520	-85,413
445	0,156	14,378	-216,274
450	0,169	14,119	-337,474
455	0,182	13,753	-447,937
460	0,194	13,290	-546,976
465	0,206	12,740	-634,287
470	0,218	12,115	-709,930
475	0,229	11,425	-774,284
480	0,239	10,681	-828,001
485	0,249	9,892	-871,945
490	0,257	9,067	-907,127
495	0,265	8,212	-934,646
500	0,273	7,336	-955,628
505	0,279	6,443	-971,182
510	0,285	5,537	-982,356
515	0,289	4,623	-990,104
520	0,293	3,704	-995,263
525	0,296	2,780	-998,532
530	0,298	1,855	-1000,467
535	0,300	0,928	-1001,467
540	0,300	0,000	-1001,773
545	0,300	-0,928	-1001,467
550	0,298	-1,855	-1000,467
555	0,296	-2,780	-998,532
560	0,293	-3,704	-995,263
565	0,289	-4,623	-990,104
570	0,285	-5,537	-982,356
575	0,279	-6,443	-971,182
580	0,273	-7,336	-955,628

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.02.ПЗ

Аркуш

35

585	0,265	-8,212	-934,646
590	0,257	-9,067	-907,127
595	0,249	-9,892	-871,945
600	0,239	-10,681	-828,001
605	0,229	-11,425	-774,284
610	0,218	-12,115	-709,930
615	0,206	-12,740	-634,287
620	0,194	-13,290	-546,976
625	0,182	-13,753	-447,937
630	0,169	-14,119	-337,474
635	0,156	-14,378	-216,274
640	0,142	-14,520	-85,413
645	0,129	-14,536	53,663
650	0,115	-14,420	199,172
655	0,102	-14,167	349,051
660	0,089	-13,774	501,017
665	0,077	-13,240	652,641
670	0,065	-12,565	801,425
675	0,053	-11,755	944,869
680	0,043	-10,816	1080,546
685	0,033	-9,754	1206,153
690	0,025	-8,582	1319,570
695	0,017	-7,311	1418,894
700	0,011	-5,954	1502,474
705	0,006	-4,528	1568,933
710	0,003	-3,049	1617,187
715	0,001	-1,534	1646,454
720	0,000	0,000	1656,262

При здійсненні динамічного аналізу та розрахунку усіх діючих сил на деталі та елементи двигуна прийнято спочатку визначати рушійну силу яка є складовою двох компонентів – сили P_z та P_j (сили тиску газів та сили інерції від мас, що рухаються зворотно-поступально)

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

Сили газові отримано при моделюванні робочого циклу, а сили інерції P_j визначаються, як сума двох гармонічних складових (першого та другого порядків):

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

де $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

Далі рушійна сила розкладається за схемою рис. 2.5 на ще низьку складових, які по різному навантажують деталі двигуна:

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

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

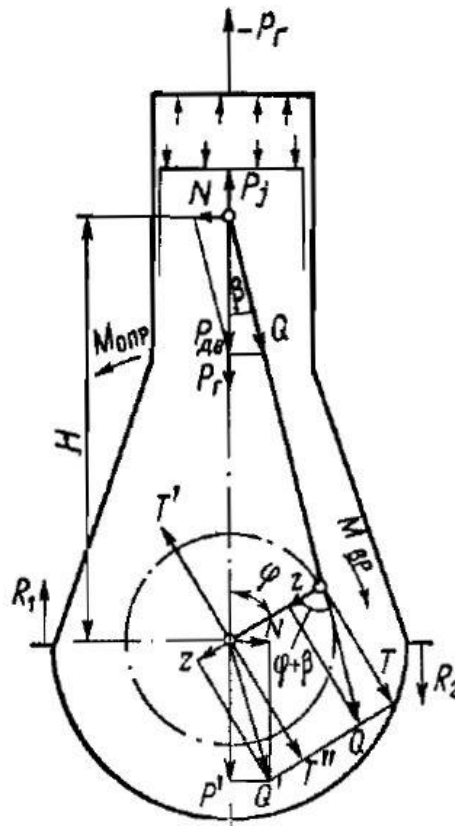


Рисунок 2.5 – Схема дії сил

Результати динамічних розрахунків дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20) наводяться у табличній (табл. 2.13), а також графічній (рис. 2.6 та 2.7) формах.

Таблиця 2.13 – Результати динамічних розрахунків дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20)

φ°	p_r , МПа	P_r , Н	P_j , Н	P_{dv} , Н	N , Н	Z , Н	T , Н
0	0,376	11812,0	-96063,2	-87392,7	0,0	-87392,7	0,0
5	0,376	11812,0	-95494,3	-86823,8	-1877,1	-86329,8	-9437,2
10	0,376	11812,0	-93796,9	-85126,3	-3669,3	-83195,9	-18395,6
15	0,376	11812,0	-90998,1	-82327,6	-5295,3	-78151,8	-26422,8
20	0,376	11812,0	-87143,5	-78472,9	-6680,2	-71455,7	-33116,7
25	0,376	11812,0	-82295,9	-73625,3	-7759,4	-63447,9	-38147,8
30	0,376	11812,0	-76535,1	-67864,5	-8480,7	-54532,1	-41276,7
35	0,376	11812,0	-69956,9	-61286,3	-8807,4	-45151,1	-42367,0
40	0,376	11812,0	-62671,7	-54001,1	-8719,9	-35762,2	-41391,1
45	0,376	11812,0	-54802,4	-46131,9	-8217,1	-26809,8	-38430,6
50	0,376	11812,0	-46482,6	-37812,1	-7316,8	-18700,2	-33668,9
55	0,376	11812,0	-37853,2	-29182,6	-6054,7	-11778,8	-27377,9
60	0,376	11812,0	-29059,0	-20388,4	-4483,5	-6311,4	-19898,7
65	0,376	11812,0	-20244,9	-11574,4	-2669,8	-2471,9	-11618,3
70	0,376	11812,0	-11552,0	-2881,4	-690,5	-336,6	-2943,8
75	0,376	11812,0	-3112,4	5558,1	1371,4	113,9	5723,7

80	0,376	11812,0	4954,0	13624,5	3431,5	-1013,5	14013,4
85	0,376	11812,0	12543,9	21214,4	5408,8	-3539,3	21605,1
90	0,376	11812,0	19573,5	28244,0	7230,4	-7230,4	28244,0
95	0,376	11812,0	25980,4	34650,9	8834,6	-11821,0	33749,1
100	0,376	11812,0	31724,6	40395,2	10173,9	-17033,9	38014,8
105	0,376	11812,0	36788,7	45459,2	11216,3	-22599,8	41007,2
110	0,376	11812,0	41175,9	49846,5	11945,3	-28273,4	42754,8
115	0,376	11812,0	44908,4	53579,0	12358,9	-33844,4	43336,0
120	0,376	11812,0	48024,1	56694,6	12467,5	-39144,5	42865,2
125	0,376	11812,0	50572,8	59243,4	12291,6	-44049,3	41479,2
130	0,376	11812,0	52613,4	61283,9	11858,6	-48476,8	39323,6
135	0,376	11812,0	54209,4	62880,0	11200,4	-52382,7	36543,0
140	0,376	11812,0	55426,4	64096,9	10350,1	-55754,0	33272,1
145	0,376	11812,0	56328,6	64999,1	9340,9	-58601,9	29630,3
150	0,376	11812,0	56976,7	65647,2	8203,6	-60953,9	25719,1
155	0,376	11812,0	57426,1	66096,6	6965,9	-62847,8	21620,4
160	0,376	11812,0	57725,2	66395,8	5652,1	-64324,8	17397,4
165	0,376	11812,0	57914,9	66585,4	4282,8	-65425,0	13096,7
170	0,376	11812,0	58027,1	66697,6	2875,0	-66183,6	8750,6
175	0,376	11812,0	58085,1	66755,6	1443,2	-66627,4	4380,4
180	0,376	11812,0	58102,8	66773,4	0,0	-66773,4	0,0
185	0,369	11581,8	58085,1	66525,4	-1438,3	-66397,6	-4365,3
190	0,371	11645,4	58027,1	66531,0	-2867,8	-66018,2	-8728,8
195	0,374	11752,7	57914,9	66526,1	-4278,9	-65366,7	-13085,1
200	0,379	11905,8	57725,2	66489,5	-5660,1	-64415,6	-17422,0
205	0,385	12107,5	57426,1	66392,0	-6997,0	-63128,7	-21717,0
210	0,393	12361,8	56976,7	66196,9	-8272,3	-61464,4	-25934,5
215	0,403	12673,7	56328,6	65860,8	-9464,7	-59378,8	-30023,1
220	0,415	13049,8	55426,4	65334,7	-10550,0	-56830,7	-33914,6
225	0,430	13498,1	54209,4	64566,0	-11500,7	-53787,3	-37522,9
230	0,447	14028,6	52613,4	63500,5	-12287,5	-50230,1	-40745,9
235	0,466	14653,7	50572,8	62085,0	-12881,2	-46162,1	-43468,7
240	0,490	15388,8	48024,1	60271,4	-13254,0	-41614,0	-45569,5
245	0,517	16253,1	44908,4	58020,1	-13383,3	-36649,7	-46928,0
250	0,550	17270,5	41175,9	55304,9	-13253,4	-31369,5	-47436,7
255	0,588	18470,8	36788,7	52118,0	-12859,2	-25910,2	-47013,9
260	0,633	19891,9	31724,6	48475,1	-12208,9	-20441,0	-45618,6
265	0,687	21582,0	25980,4	44420,9	-11325,5	-15154,0	-43264,8
270	0,751	23602,9	19573,5	40034,9	-10248,8	-10248,8	-40034,9
275	0,829	26034,3	12543,9	35436,7	-9034,9	-5912,0	-36089,3
280	0,923	28980,6	4954,0	30793,1	-7755,5	-2290,5	-31672,0
285	1,037	32579,6	-3112,4	26325,7	-6495,4	539,5	-27109,8
290	1,178	37014,8	-11552,0	22321,3	-5349,1	2607,8	-22804,7
295	1,354	42533,1	-20244,9	19146,7	-4416,5	4089,0	-19219,3
300	1,575	49470,1	-29059,0	17269,7	-3797,7	5345,9	-16854,8
305	1,855	58285,1	-37853,2	17290,4	-3587,3	6978,8	-16221,1
310	2,216	69609,8	-46482,6	19985,7	-3867,3	9884,0	-17795,8
315	2,684	84312,7	-54802,4	26368,7	-4696,9	15324,3	-21966,7
320	3,297	103574,2	-62671,7	37761,0	-6097,5	25007,2	-28943,3
325	4,105	128951,9	-69956,9	55853,5	-8026,6	41148,6	-38611,3
330	5,168	162361,9	-76535,1	82685,3	-10332,7	66441,2	-50291,1
335	6,551	205796,1	-82295,9	120358,7	-12684,6	103721,3	-62361,9
340	8,289	260402,7	-87143,5	170117,7	-14481,7	154905,3	-71792,1

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.02.ПЗ

Аркуш

38

345	10,327	324431,3	-90998,1	230291,7	-14812,3	218611,0	-73911,5
350	12,418	390125,9	-93796,9	293187,6	-12637,8	286538,9	-63357,3
355	14,072	442062,9	-95494,3	343427,1	-7424,8	341473,1	-37328,2
360	14,712	462190,7	-96063,2	362986,0	0,0	362986,0	0,0
365	17,686	555605,7	-95494,3	456969,9	9879,5	454369,9	49669,5
370	17,686	555605,7	-93796,9	458667,3	19770,7	448266,0	99117,1
375	17,686	555605,7	-90998,1	461466,1	29681,4	438059,9	148106,2
380	17,686	555605,7	-87143,5	465320,7	39611,7	423710,4	196371,9
385	14,800	464944,8	-82295,9	379507,5	39996,2	327047,5	196635,7
390	11,832	371700,6	-76535,1	292024,1	36492,6	234653,9	177615,6
395	9,519	299033,6	-69956,9	225935,2	32468,8	166452,0	156188,0
400	7,740	243139,1	-62671,7	177325,9	28633,9	117434,0	135917,8
405	6,373	200208,4	-54802,4	142264,5	25340,5	82677,7	118514,6
410	5,318	167072,1	-46482,6	117447,9	22726,5	58084,5	104578,7
415	4,497	141284,3	-37853,2	100289,6	20807,7	40479,1	94087,2
420	3,852	121018,8	-29059,0	88818,4	19531,7	27494,2	86684,8
425	3,340	104929,8	-20244,9	81543,3	18809,3	17414,7	81852,5
430	2,929	92026,8	-11552,0	77333,3	18532,3	9034,9	79008,0
435	2,597	81578,9	-3112,4	75325,0	18585,2	1543,6	77568,6
440	2,325	73042,6	4954,0	74855,1	18853,0	-5568,1	76991,6
445	2,101	66010,4	12543,9	75412,8	19227,2	-12581,4	76801,6
450	1,915	60173,8	19573,5	76605,8	19610,9	-19610,9	76605,8
455	1,760	55297,4	25980,4	78136,3	19921,6	-26655,8	76102,7
460	1,630	51199,5	31724,6	79782,6	20094,0	-33642,8	75081,2
465	1,520	47738,6	36788,7	81385,8	20080,6	-40460,6	73415,4
470	1,426	44804,0	41175,9	82838,4	19851,6	-46986,8	71053,0
475	1,347	42307,9	44908,4	84074,8	19393,2	-53107,8	68001,7
480	1,279	40180,4	48024,1	85062,9	18705,9	-58731,2	64313,7
485	1,221	38365,6	50572,8	85796,9	17800,8	-63792,7	60070,6
490	1,172	36818,4	52613,4	86290,3	16697,4	-68257,3	55369,3
495	1,130	35502,4	54209,4	86570,4	15420,1	-72118,2	50310,8
500	1,095	34388,1	55426,4	86673,0	13995,6	-75391,6	44991,1
505	1,065	33451,6	56328,6	86638,7	12450,7	-78111,7	39494,9
510	1,040	32673,6	56976,7	86508,8	10810,5	-80324,0	33892,2
515	1,020	32038,6	57426,1	86323,2	9097,6	-82080,2	28236,5
520	1,004	31534,4	57725,2	86118,2	7331,0	-83432,0	22565,2
525	0,992	31151,5	57914,9	85924,9	5526,7	-84427,5	16900,6
530	0,983	30882,9	58027,1	85768,4	3697,0	-85107,4	11252,7
535	0,978	30723,6	58085,1	85667,1	1852,1	-85502,6	5621,3
540	0,976	30670,8	58102,8	85632,1	0,0	-85632,1	0,0
545	0,250	7853,8	58085,1	62797,3	-1357,7	-62676,7	-4120,7
550	0,250	7853,8	58027,1	62739,3	-2704,4	-62255,8	-8231,3
555	0,250	7853,8	57914,9	62627,1	-4028,2	-61535,7	-12318,2
560	0,250	7853,8	57725,2	62437,5	-5315,2	-60489,9	-16360,3
565	0,250	7853,8	57426,1	62138,3	-6548,7	-59084,0	-20325,6
570	0,250	7853,8	56976,7	61688,9	-7708,9	-57278,6	-24168,3
575	0,250	7853,8	56328,6	61040,8	-8772,1	-55033,2	-27825,9
580	0,250	7853,8	55426,4	60138,7	-9711,0	-52311,0	-31217,4
585	0,250	7853,8	54209,4	58921,7	-10495,3	-49085,2	-34242,6
590	0,250	7853,8	52613,4	57325,6	-11092,7	-45345,7	-36783,7
595	0,250	7853,8	50572,8	55285,1	-11470,3	-41106,2	-38707,8
600	0,250	7853,8	48024,1	52736,3	-11597,0	-36411,5	-39872,5
605	0,250	7853,8	44908,4	49620,7	-11445,8	-31344,1	-40134,4

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.02.ПЗ

Аркуш

39

610	0,250	7853,8	41175,9	45888,2	-10996,7	-26028,2	-39359,7
615	0,250	7853,8	36788,7	41500,9	-10239,7	-20632,0	-37436,6
620	0,250	7853,8	31724,6	36436,9	-9177,0	-15364,7	-34289,7
625	0,250	7853,8	25980,4	30692,6	-7825,4	-10470,6	-29893,8
630	0,250	7853,8	19573,5	24285,7	-6217,1	-6217,1	-24285,7
635	0,250	7853,8	12543,9	17256,2	-4399,6	-2878,9	-17573,9
640	0,250	7853,8	4954,0	9666,2	-2434,5	-719,0	-9942,1
645	0,250	7853,8	-3112,4	1599,8	-394,7	32,8	-1647,5
650	0,250	7853,8	-11552,0	-6839,7	1639,1	-799,1	6987,8
655	0,250	7853,8	-20244,9	-15532,7	3582,9	-3317,2	15591,6
660	0,250	7853,8	-29059,0	-24346,7	5354,0	-7536,7	23761,9
665	0,250	7853,8	-37853,2	-33140,9	6876,0	-13376,4	31091,4
670	0,250	7853,8	-46482,6	-41770,4	8082,7	-20657,8	37193,4
675	0,250	7853,8	-54802,4	-50090,2	8922,2	-29110,2	41728,0
680	0,250	7853,8	-62671,7	-57959,4	9359,1	-38383,6	44425,0
685	0,250	7853,8	-69956,9	-65244,6	9376,2	-48067,3	45103,3
690	0,250	7853,8	-76535,1	-71822,8	8975,3	-57712,7	43684,2
695	0,250	7853,8	-82295,9	-77583,6	8176,5	-66859,1	40198,7
700	0,250	7853,8	-87143,5	-82431,2	7017,2	-75060,0	34787,1
705	0,250	7853,8	-90998,1	-86285,9	5549,9	-81909,3	27693,2
710	0,250	7853,8	-93796,9	-89084,6	3840,0	-87064,4	19251,0
715	0,250	7853,8	-95494,3	-90782,1	1962,7	-90265,6	9867,4
720	0,376	11812,0	-96063,2	-87392,7	0,0	-87392,7	0,0

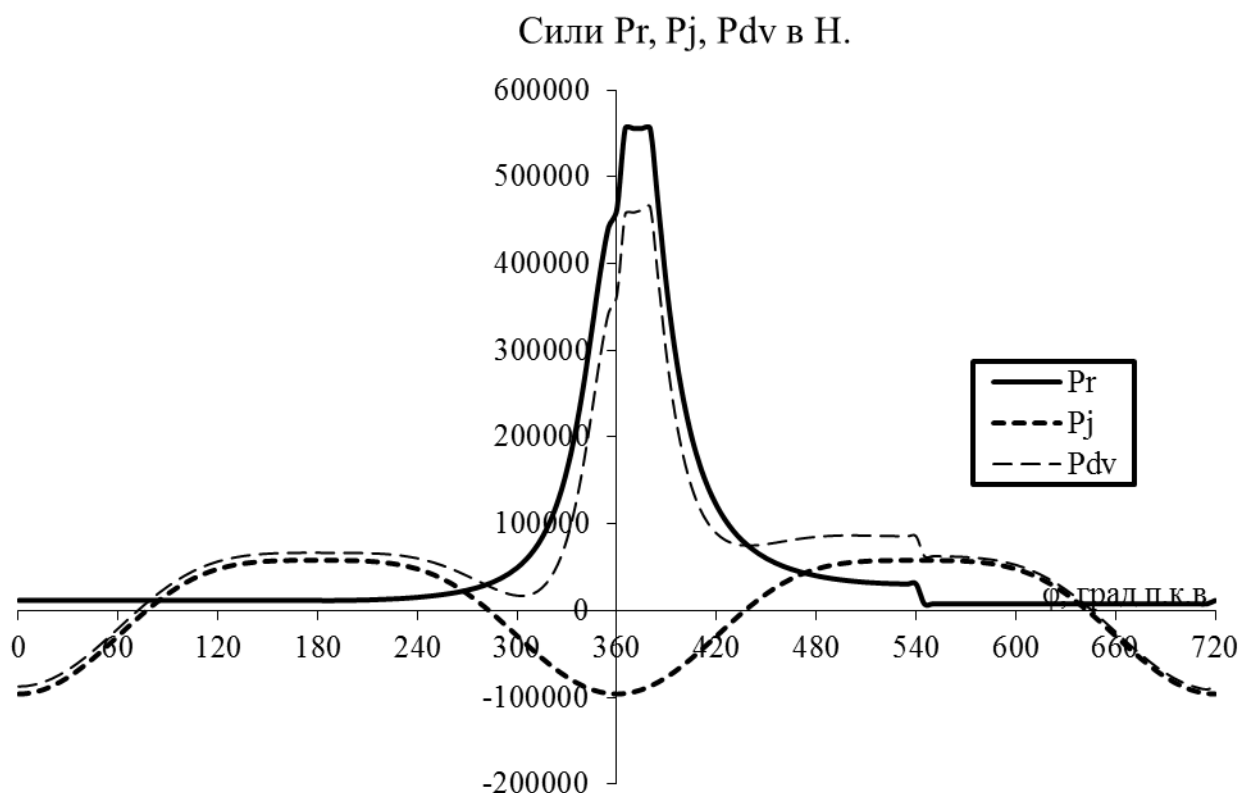


Рисунок 2.6 – Дія сил тиску газів P_r , інерції P_j та рушійної сили P_{dv}
від кута φ дизеля DAIHATSU 8CH 20/30 (8DK20)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.02.ПЗ

Аркуш

40

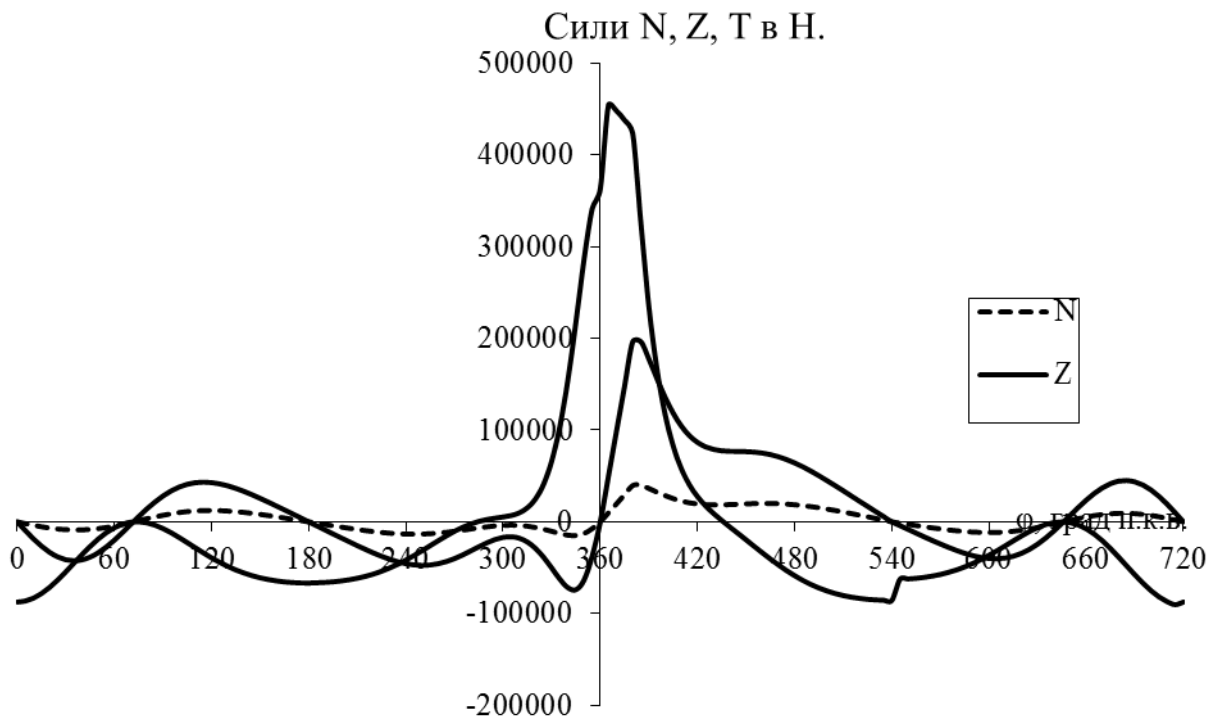


Рисунок 2.6 – Дія бічної сил N , радіальної Z й тангенціальної T від кута φ дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20)

При розкладанні рушійної сили (рис. 2.5) відбувається утворення пари тангенціальних сил T і T' , які у свою чергу на плечі кривошипу r створюють крутний момент $M_{кр}$ двигуна DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20):

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

Середні значення сумарної сили $T_{сум}$ та сумарного крутного моменту $M_{кр}$ визначаються відповідно, як:

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

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

де $\varphi_3 = 90^\circ$ кут заклинювання кривошипів DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20).

Результати розрахунків у графічній формі сумарної дотичної сили суднового дизельного двигуна DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20) наведено на рис. 2.8. Таблиця розрахунків – 2.14.

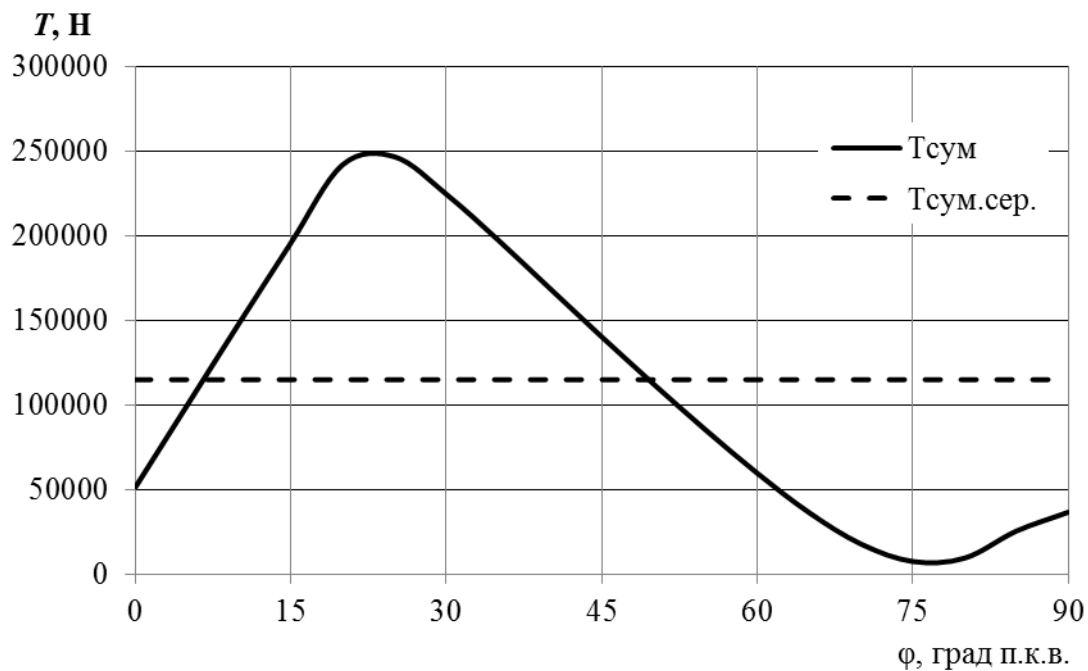


Рисунок 2.8 – Сумарна дотична сила $T_{\text{сум}}$ та середня $T_{\text{сум.сер}}$ дизеля DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20)

Таблиця 2.14 – Результати розрахунків сумарної дотичної сили суднового дизельного двигуна DAIHATSU 8ЧН 20/30 (8DK20)

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

2.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок робочого циклу суднового середньообертового дизеля 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20), розраховано та побудовано теоретичні індикаторні діаграми у різних координатах ($p - V/V_c$, $T - V/V_c$ та $T - S$). Виконано розрахунок кінематики та динаміки за результатами яких побудовано графіки зміни сил, діючих на елементи КШМ дизеля 8ЧН 20/30.

					КРБ.142.4227ст.25.10.02.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ШАТУНА СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

3.1. Аналіз умов роботи шатуна та матеріалів, що застосовують для його виготовлення

Шатун з'єднує поршень двигуна або поперечину крейцкопфа (у крейцкопфному КШМ) з колінчастим валом, забезпечує при цьому переміщення поршня під час здійснення допоміжних ходів. У процесі роботи двигуна в стрижні шатуна виникають складні напруження, спричинені одночасною дією стиснення і вигину. За миттєвого наростання тиску газів у період горіння шатун сприймає ударне навантаження; тому для шатуна має бути обраний матеріал високої якості, що особливо важливо внаслідок прагнення зменшити його вагу.

Шатун у переважній більшості випадків виготовляють зі сталі. Заготівлю шатуна відковують або штампують; останній шлях кращий, проте застосування його обмежується розмірами шатуна і серійністю виробництва. Чистота обробки поверхонь шатуна вельми істотна, оскільки вона підвищує межу втоми матеріалу. Матеріалом для шатунів служать вуглецеві та леговані сталі. Вуглецеві сталі вибирають таких марок: Ст 5, або 35, 30У і 35У. Основні властивості Ст5 подано у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Фізико-механічні властивості сталі Ст5

Марка сталі	Межа текучості, МПа	Межа міцності, МПа	Подовження		Випробування на вигин
			δ_5 , %	При межі міцності, МПа	
Ст 5	270	500...620	21	500...530	Виконувати у холодному стані на кут 180о навколо оправки діаметром, що дорівнює трикратному діаметру зразка
			20	530...570	
			19	570...620	

Леговані сталі застосовують таких марок: 40ХН, 30ХМА, 20ХН3А і 38ХМЮА (основні фізико-хімічні властивості подаються у табл. 3.2). Сталь 40Х не може бути рекомендована через схильність до тріщин унаслідок ліквації матеріалу.

					КРБ.142.4227см.25.10.03.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2 – Фізико-механічні властивості легованих сталей марок 35, 40ХН, 30ХМА та 20ХН3А

Марка сталі	Межа текучості, МПа	Межа міцності, МПа	Подовження δ_5 не менш, %	Ударна в'язкість не менше ніж, Дж/см ²	Твердість в відпаленому стані, Н _В
40ХН	800	1000	10	70	207
Сталь 35	300	520	18	63	180
20ХН3А	750	950	11	100	241
30ХМА	750	950	12	90	229

Так, усереднені фізико-механічні властивості легованих сталей (включно й сталі, що наведено у табл. 3.2), що використовують для шатунів подано у таблиці 3.3. Межа втоми вуглецевих сталей становить 200...230 МПа, легованих 280...320 МПа.

Таблиця 3.3 – Усереднені дані фізико-механічних властивостей легованих сталей для шатунів

Межа текучості, МПа	Межа міцності, МПа	Подовження δ_5 , %	Ударна в'язкість, Дж/см ²
600...700	750...900	14...18	120...140

Нижні половинки головок шатуна виготовляють із того самого матеріалу, що й стрижень шатуна. У шатунах морського типу обидві половинки нижньої голівки шатуна переважно виконуються з литої сталі.

Для таких головок вибирають сталі марок 25Л або 35Л (табл. 3.4). Якщо головку безпосередньо заливають білим антифрикційним сплавом (бабітом), то краще орієнтуватися на сталь 25Л з меншим вмістом вуглецю; у цьому разі легше забезпечити надійне з'єднання бабіту зі сталевую основою головки.

Таблиця 3.4 – Фізико-механічні властивості сталі для литих головок

Позначення марки сталі	Межа текучості, МПа	Межа міцності, МПа	Подовження δ_5 , %
25 Л	240	450	19
35 Л	280	500	15

Вкладиші нижньої головки шатуна виконуються здебільшого тонкостінними, сталевими з подальшим заливанням бабітом або свинцевою бронзою. Застосування

знайшли і вкладиші, виконані зі сплаву АН2,5. Вкладиші верхньої головки шатуна проєктують сталевими з подальшим заливанням свинцевистою бронзою або литими бронзовими; в останньому разі матеріалом вкладиша може слугувати бронза марки БрОЦС 4-4-17 (табл. 3.5). Слід мати на увазі, що лінійний коефіцієнт розширення бронзи приблизно в 1,5 рази більший, ніж сталі. Тому бронзовий вкладиш у сталевій основі під час підвищення температури не може розширюватися, у зв'язку з чим він, деформуючись, зменшує діаметр розточування отвору, що може призвести до прихоплювання і заїдання поршневого пальця.

Таблиця 3.5 – Хімічні властивості бронзи БрОЦС 4-4-17

Sn, %	Zn, %	Pb, %	Примесей, %	Cu, %
3,5...5,5	2,0...6,0	14...20	< 1,3	Решта

Відповідно вкладиші слід виконувати тонкостінними бронзовими або сталевими з подальшою заливкою тонким шаром антифрикційного сплаву. Сталевий вкладиш із заливкою антифрикційним сплавом дещо дорожчий за бронзовий, але в більшості випадків себе повністю виправдовує.

3.2. Особливості розрахунку на міцність шатунів

Шатуну через поршень передається сила від максимального тиску згоряння газів P_z Н і зусилля від сил інерції частин, що рухаються поступально, P_j Н. На початку робочого ходу алгебраїчна сума цих сил становитиме $(P_z - P_j)$ Н; вона прагнуче стиснути шатун. Наприкінці ходу виштовхування у чотиритактних двигунів діє лише сила інерції, яка прагне розірвати шатун; амплітуда діючих сил P_Σ складе

$$P_\Sigma = P_z - P_j + P_j = P_z, \text{ Н.}$$

У двотактних двигунів відсутній хід із вільно діючою силою інерції, тому

$$P_\Sigma = P_z - P_j, \text{ Н.}$$

Таким чином, шатуни двотактних двигунів навантажені відносно слабше. Однак у процесі пуску двигуна величина сил інерції мала, і P_Σ прагне до P_z , тому за ро-

зрахункову силу для шатуна, незалежно від тактності, приймають P_z Н. Тоді напруження стиснення шатуна становитимуть

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_z}{f_{\text{мін}}}, \text{ Па.}$$

Умови роботи шатуна в площині гойдання і в площині, перпендикулярній до неї, різні. Дійсно, у першому випадку шатун слід розглядати як балку з шарнірними опорами, а в другому – як балку із закладеними кінцями (рис. 3.1).

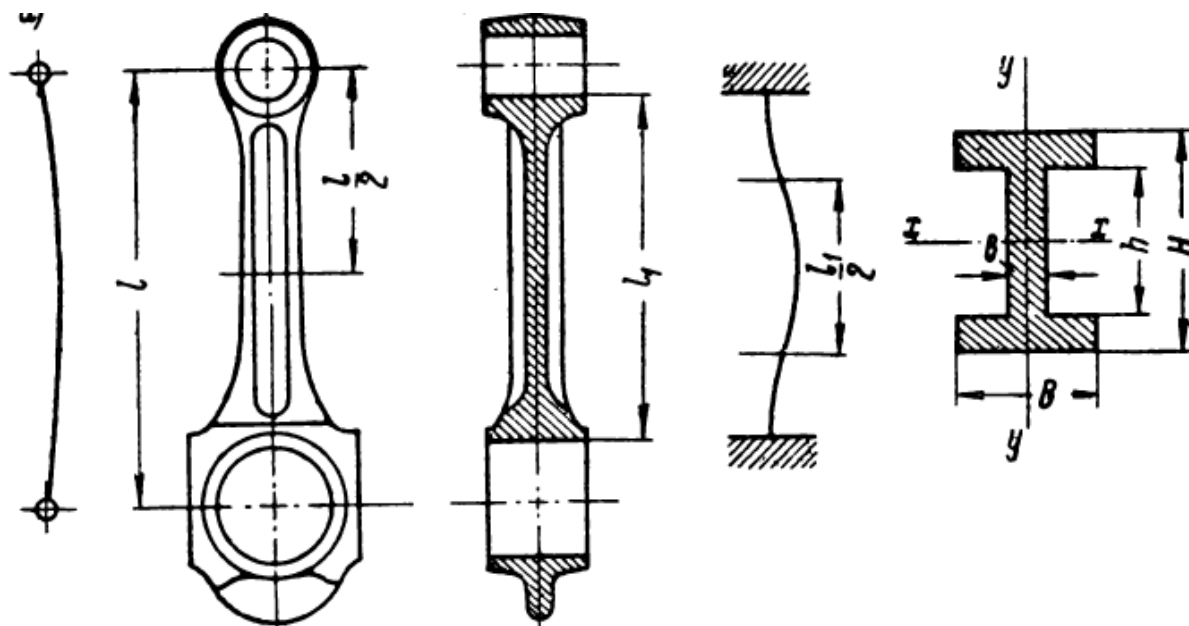


Рисунок 3.1 – До розрахунку на міцність стрижня шатуна

Як видно з рис. 3.1, а, деформація вигину поширюється всією довжиною шатуна, а на рис. 3.1, б – лише на половину довжини шатуна; тому для другого випадку знаменник другого доданка рівняння, що визначає σ , дорівнює $4I_y$. Крім того, різні й розрахункові довжини, а для некруглого перерізу шатуна й моменти інерції щодо осей $x - x$ і $y - y$.

У швидкохідних двигунах сили інерції маси шатуна, що діють у площині його руху, спричиняють у стрижні значні напруження, тому необхідна додаткова перевірка міцності стрижня шатуна. Найбільшого значення сили інерції набувають, коли кут між шатуном і мотилом дорівнює 90° (рис. 3.2), тобто коли проекція відцентрової сили від маси, зосередженої в точці А, на вісь шатуна дорівнює нулю.

Напруги вигину в стрижні шатуна від сил інерції становитимуть

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{max}}}{W}, \text{ Па},$$

де W – момент опору перерізу шатуна, віддаленого на відстань 0,577 від точки B .

Сумарні умовні напруження визначаються таким чином:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{P_z}{f_{\text{min}}} + \frac{M_{\text{max}}}{W}, \text{ Па}.$$

Допустимі напруги залежать від якості обраної сталі, лінійних розмірів шатуна, процесу виробництва і чистоти обробки поверхонь. Для великих кованих шатунів з вуглецевої сталі з подальшим токарним обробленням сумарні напруги не повинні перевищувати 100 МПа, для шатунів з легованих сталей напруги можуть бути підвищені до 130 МПа. Для штампованих шатунів малого габариту допустимі напруження до 160 МПа для вуглецевої сталі і до 220 МПа для легованої сталі. В авіаційних двигунах для полірованих шатунів, що виконуються зі сталей 38ХМЮА або сталей типу 20ХН3А, розрахункові напруги приймають до 320 МПа.

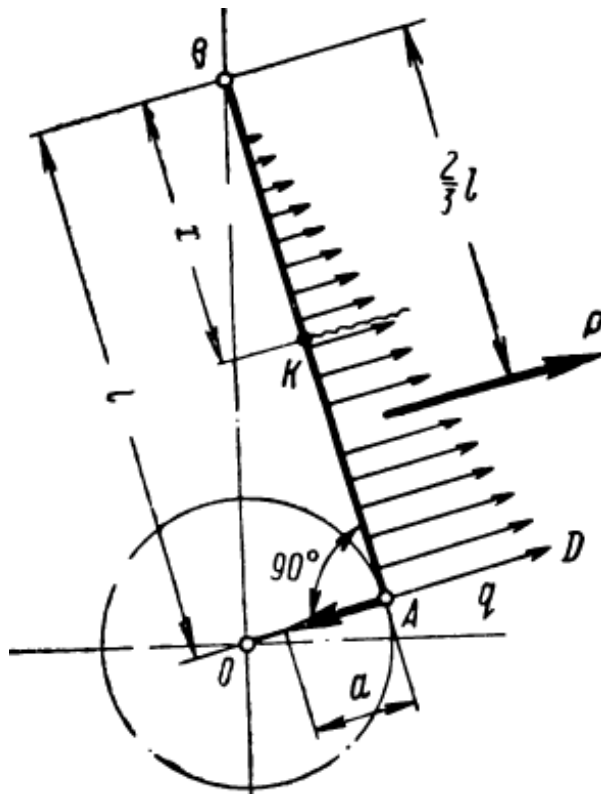


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема шатуна в разі вигину його силами інерції

На верхню головку шатуна діє зусилля P_j' від сил інерції комплексу поршня. Для двотактного двигуна сила P_j є умовною. Однак під час обкатки двигуна зі зня-

тими робочими кришками сила P_j' навантажує верхню голівку, тому, незалежно від тактності, голівка перевіряється на силу P_j' .

Сила P_j' прагне розірвати верхню головку шатуна. Однак вирішальним фактором є не напруження, що виникають у голівці шатуна, а деформація, тому що надійна робота зчленування "палець-верхня голівка шатуна" може бути забезпечене лише за відповідної жорсткості верхньої голівки. Таким чином, розрахунок на міцність головки є лише формальним. Допустимі напруження лежать у межах 25...40 МПа. Ескіз верхньої головки шатуна представлено на рис. 3.3.

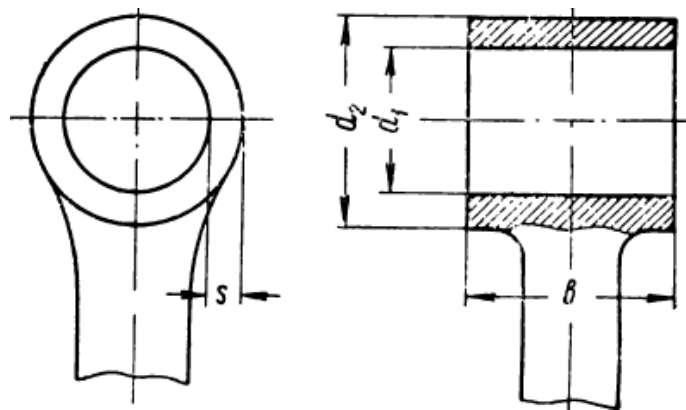


Рисунок 3.3 – Ескіз верхньої головки шатуна

Нижню половинку нижньої головки шатуна розраховують на вигин і стиснення від максимальної сили інерції:

$$P_j'' = (M_n + M_{ш1})r\omega^2(1 + \lambda) + M_{ш2}r\omega^2, \text{ Н},$$

де M_n и $M_{ш1}$ – відповідно маси частин комплектів поршня і шатуна, які рухаються поступально, в кг; $M_{ш2}$ – маса обертової частини шатуна за вирахуванням нижньої половинки нижньої головки шатуна в кг.

Сумарні напруги визначаються за наближеною формулою

$$\sigma_z = \left(\frac{0,0236C}{W} + \frac{0,5}{F} \right) P_j'', \text{ Па},$$

де C – відстань між осями шатунних болтів у м (рис. 3.4); W – момент опору відносно осі у-у; F – площа перерізу в м².

Допустимі напруження з умови отримання великої жорсткості не повинні перевищувати 60...80 МПа.

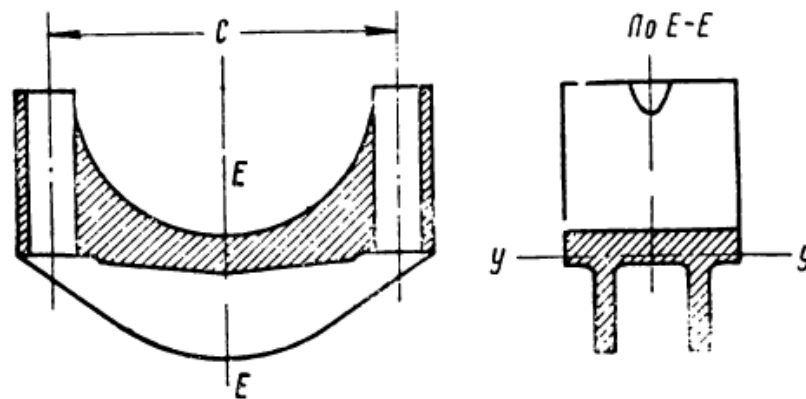


Рисунок 3.4 – Ескіз нижньої головки шатуна

У разі косого розрізу нижньої голівки шатуна сила P_j'' може бути розкладена на P_n – нормальну і P_t – сколювальну складові (рис.3.5). Розрахункове зусилля

$$P_3 = (1,35 \dots 1,50) P_n, \text{ Н.}$$

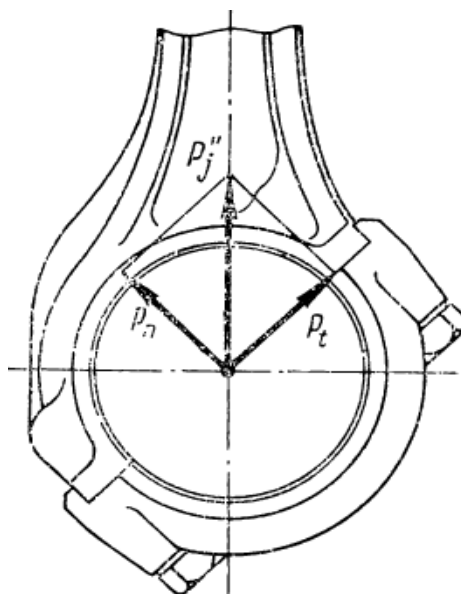


Рисунок 3.5 – Схема сил, що діють на шатунні болти в разі косого розрізу нижньої головки шатуна

Таким чином, крім компонувальних переваг, у разі косого розрізу шатунні болти розвантажуються від напруг розтягування; у цьому разі створюється зусилля, що зрізує, що призводить до необхідності передбачити замки в половинках нижньої головки шатуна.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.10.03.ПЗ

Аркуш

50

Допустимі розрахункові напруження для шатунних болтів лежать у порівняно низьких межах: для вуглецевих сталей – не більш як 90 МПа і кращих легованих – 130 МПа. Як це зазначалося вище, допустимі напруження залежать і від конструктивної форми елементів болта. Слід звернути особливу увагу на те, щоб збіги різьблення виконували у вигляді проточки довжиною щонайменше $0,5d$; різьблення не повинне виходити з гайки; воно повинне закінчуватися на відстані однієї-двох ниток різьблення від опорної поверхні. Для більш рівномірного розподілу зусиль по окремих витках доцільно нижню частину гайки звести на конус.

Витрати матеріалу і часу на виготовлення шатунних болтів незначні, але водночас вихід з ладу болта, як це зазначалося вище, може створити найтяжчі наслідки для двигуна, тому конструктивному оформленню болта, вибору матеріалу і процесу виробництва приділяють під час проєктування більшу увагу.

Вибір матеріалу для шатунних болтів визначається в основному тактністю двигуна. У двотактних двигунах шатунні болти працюють в умовах статичного навантаження, і їхнє завдання зводиться до забезпечення сили тертя між площинами стику нижньої головки шатуна. У чотиритактних двигунах шатунні болти навантажені силами інерції частин комплектів поршня і шатуна, які поступально рухаються і обертаються. Зі збільшенням швидкохідності двигуна напруження в шатунних болтах, як це зазначалося вище, зростають пропорційно C_m^2 .

У зв'язку з викладеним, матеріал шатунних болтів обирають, враховуючи швидкохідність двигуна. Для двотактних і тихохідних чотиритактних двигунів шатунні болти зазвичай виготовляють із вуглецевих сталей марок 25 і 30У.

У швидкохідних чотиритактних двигунах широкого поширення набула сталь марки Э10. Ця сталь за ДСТУ маркована 37ХН3А. Низка вітчизняних заводів застосовує для шатунних болтів більш в'язку сталь – 20ХН3А. Для шатунних болтів двигунів тракторного типу зі швидкістю поршня не вище 8 м/сек знайшла застосування сталь марки 40ХН.

Форму заготовки болта слід отримувати штампуванням або куванням; осадка – "наштопка" – головки болта в процесі виробництва не допускається. У результаті підбору режиму термічної обробки можуть бути значно змінені фізико-механічні вла-

стивості сталей. Сталь марки 37ХН3А після високого відпускання характеризується показниками, наведеними в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Усереднені фізико-механічні властивості сталі 37ХН3А за даними заводських випробувань

Марка сталі	Межа текучості, МПа	Межа міцності, МПа	Подовження δ_5 , %	Ударна в'язкість, Дж/см ²	Твердість НВ	Примітка
37ХН3А	600	800	10	160	230...260	Загин зразка на 120° в холодному стані при діаметрі оправки, що дорівнює діаметру зразка

3.3. Розрахунок шатуна суднового двигуна типу 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)

Розрахунок конструкції шатуна на міцність суднового дизеля фірми Daihatsu Motor Co., Ltd. типу 8ЧН 20/30 (8DK20) виконано у в середовищі програмування MathCAD. Результати розрахунку конструкції шатуна на міцність наводяться у таблицях нижче, а саме у табл. 3.7 (вихідні дані) та табл. 3.8 (саме розрахунки та результати).

Таблиця 3.7 – Вихідні дані для розрахунку на міцність шатуна суднового дизеля фірми Daihatsu Motor Co., Ltd. типу 8ЧН 20/30 (8DK20)

№ з.п.	Параметр	Позначення / розмірність	Значення
Параметри дизеля			
1.	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, мм	200
2.	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	17,686
3.	Частота обертання	n , хв ⁻¹	900
4.	Середній індикаторний тиск	P_i , МПа	3,057877
5.	Радіус кривошипа	r , мм	150
Основні конструктивні розміри шатуна			
6.	Діаметр поршневого пальця	d_p , мм	98
7.	Внутрішній діаметр верхньої голівки	$d_в$, мм	110
8.	Зовнішній діаметр верхньої голівки	$d_н$, мм	165
9.	Довжина верхньої голівки шатуна	$l_в$, мм	110
10.	Діаметр шатунної шийки	$d_{ш}$, мм	202
11.	Висота кришки нижньої голівки	$l_з$, мм	55
12.	Товщина стінки вкладиша	t , мм	5
13.	Відстань між шатунними болтами	$l_б$, мм	248

14.	Довжина нижньої головки шатуна	l_n , мм	90
15.	Розміри перетину в середній частині стрижня шатуна (зовнішній діаметр)	d_1 , мм	88
16.	Розміри перетину в середній частині стрижня шатуна (внутрішній діаметр)	d_2 , мм	12
17.	Довжина шатуна	l , мм	640
18.	Довжина фаски вкладиша верхньої голівки шатуна	l_f , мм	2

Таблиця 3.8 – Результати розрахунку на міцність шатуна суднового дизеля фірми Daihatsu Motor Co., Ltd. типу 8CH 20/30 (8DK20)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
Розрахунок на міцність стрижня шатуна				
1.	Момент інерції середнього перетину стрижня	мм ⁴	$I_x = 3.14 \cdot \frac{(d_1)^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 \right]$ $I_y = 3.14 \cdot \frac{(d_1)^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 \right]$	$2,942 \cdot 10^6$ $2,942 \cdot 10^6$
2.	Площа середнього перетину стрижня	мм ²	$f = 3.14 \cdot \frac{(d_1)^2}{4} - 3.14 \cdot \frac{(d_2)^2}{4}$	$6,066 \cdot 10^3$
3.	Напруги в площині хитання шатуна	МПа	$\sigma_x := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot I^2 \right]}{I_x}$	132,275
4.	Довжина стрижня в площині перпендикулярній площині хитання шатуна	мм	$l_1 = l - \left(\frac{d_B}{2} + \frac{d_{ш}}{2} \right)$	484
5.	Напруги в площині перпендикулярній площині хитання шатуна	МПа	$\sigma_y = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{l_1^2}{2} \right]}{I_y}$	103,223
6.	Питома вага сталі	кг/м ³	—	7850
7.	Сила інерції елементів стрижня шатуна	Н/м	$q = f \cdot 10^{-9} \cdot \gamma \cdot r \cdot \left(\frac{3.14n}{30} \right)^2$	$6,339 \cdot 10^6$
8.	Максимальний момент вигину	Н·м	$M_m = \frac{q \cdot \left(\frac{l}{1000} \right)^2}{16}$	$1,623 \cdot 10^6$
9.	Момент опору перерізу шатуна, відповідного максимальному моменту від згинання	м ³	$W_3 = 3.14 \cdot \frac{(d_1)^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^3 \right] \cdot 10^{-9}$	$6,686 \cdot 10^{-5}$
10.	Напруга від згинання у стрижні шатуна	МПа	$\sigma_u = \frac{M_m}{W_3} \cdot 10^{-6}$	24,269
11.	Сумарні умовні напруги	МПа	$\sigma_\Sigma = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + \sigma_u$	115,858

Розрахунок верхньої та нижньої голівки шатуна				
12.	Площа небезпечного перерізу верхньої голівки шатуна	мм ²	$f_b = (d_H - d_B) \cdot l_B$	$6,050 \cdot 10^3$
13.	Напруги верхньої голівки шатуна від розтягування. Допустимі напруги розтягування складає 40 МПа.	МПа	$\sigma_p = \frac{P_j \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f_b}$	15,879
14.	Середній діаметр верхньої голівки	мм	$d_s = \frac{(d_H + d_B)}{2}$	137,5
15.	Модуль пружності легованої сталі	МПа	—	$2,1 \cdot 10^5$
16.	Момент інерції перетину верхньої голівки	мм ⁴	$I = 0.01 \cdot l_B \cdot (d_H - d_B)^3$	$1,83 \cdot 10^5$
17.	Відносна деформація верхньої голівки шатуна	мм/мм	$\delta_{\text{вв}} = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot d_s^2}{E \cdot I}$	$2,557 \cdot 10^{-8}$
18.	Робоча довжина вкладиша	мм	$l_{BK} = l_B - (2 \cdot l_f)$	106
19.	Максимальний питомий тиск на вкладиш верхньої голівки шатуна	МПа	$K = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{l_{BK} \cdot d_p}$	53,487
20.	Площа небезпечного перерізу нижньої голівки шатуна	см ²	$F_{\text{вв}} = l_3 \frac{l_H}{100}$	49,5
21.	Момент опору небезпечного перерізу нижньої голівки	см ³	$W_H = \frac{\left(\frac{l_3}{10} \right)^2 \cdot \frac{l_H}{10}}{6}$	45,375
22.	Сумарні напруги нижньої голівки шатуна від згинання та стиску	МПа	$\sigma'_\Sigma = \left(\frac{0.0236 \cdot \frac{l_6}{10}}{W_H} + \frac{0.5}{F} \right) \cdot \left[P_j \cdot \left[3.14 \cdot \frac{\left(\frac{D}{10} \right)^2}{4} \right] \right]$	22,083740
23.	Момент інерції небезпечного перетину нижньої голівки	мм ⁴	$I_{\text{вв}} = \frac{[l_H \cdot (l_3)^3]}{12}$	$1,248 \cdot 10^6$
24.	Відносна деформація нижньої голівки шатуна	мм/мм	$\delta_{\text{вв}} = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot l_6^2}{E \cdot I}$	$1,220 \cdot 10^{-8}$

3.4. Висновки до розділу

Проаналізовано умови роботи, а також діючі навантаження шатунної групи двигунів внутрішнього згорання. Розглянуто основні матеріали, що використовують у двигунобудіванні для їх виробництва.

Виконано розрахунок на міцність шатуна суднового дизеля фірми Daihatsu Motor Co., Ltd. типу 8ЧН 20/30 (8DK20). Розрахунок конструкції шатуна на міц-

ність показав, що сумарні умовні напруги у стрижні шатуна становлять 115,858 МПа, що відповідає межам міцності за умов використання легованої сталі. Відносна деформація верхньої голівки шатуна складає $2,557 \cdot 10^{-8}$ мм/мм, що не перевищує встановленого значення у 0,0005 мм/мм, а відносна деформація нижньої голівки шатуна становить $1,220 \cdot 10^{-8}$ мм/мм, що також входить у зазначені межі.

Таким чином, можна зробити загальний висновок, що усі напруги для шатуна та нижньої його кришки дизеля 8ЧН 20/30 (8DK20) за такої конструкції знаходяться у допустимих межах.

					КРБ.142.4227ст.25.10.03.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ОБСЛУГОВУВАННІ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

4.1. Основні заходи та правила безпечного обслуговування та експлуатації суднових дизелів

До процесу обслуговування суднових двигунів внутрішнього згоряння, обладнання і механізмів допускаються лише ті особи, які досягли повноліття (вісімнадцяти років), особи визнані спеціалізованими медичними комісіями цілком і повністю придатними до здійснення відповідних робіт на судні, особи які пройшли спеціальне кваліфіковане навчання та мають відповідні сертифіковані дипломи чи свідоцтва встановленого зразка на право виконувати обов'язків за певною посадою на судні. Повну відповідальність за забезпечення запобігання можливих нещасних випадків на борту судна, своєчасно проведені розслідування й повноту відповідного обліку можливих нещасних випадків та позаштатних ситуацій, розроблення дієвих заходів щодо їх запобігання, організацію безпечних та комфортних умов роботи на судні несе відповідно – капітан-механік.

Осіб, яких допускають до виконання робіт з обслуговування двигунів внутрішнього згоряння, обладнання та механізмів, обов'язково інструктують безпосередньо на робочому місці про безпечні та якісні методи виконання заданих робіт. Допуск на робоче місце особи, що не пройшла спеціального кваліфікованого інструктажу з безпечної експлуатації двигунів внутрішнього згоряння та суднових механізмів й обов'язково протипожежного захисту судна, суворо заборонено.

Сучасні суднові двигунів внутрішнього згоряння сконструйовані та розміщені у судновому машинному приміщенні вже з урахуванням вимоги максимальної безпеки і зручності їх обслуговування. Однак все це не звільняє судновий обслуговуючий персонал від чіткого та повного знання й суворого виконання всіх наявних вимог техніки безпеки обслуговування та експлуатації енергетичної установки судна. Повні та докладні інструкції з охорони праці та протипожежної безпеки

					КРБ.142.4227см.25.10.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		56

ки мають обов'язково бути наявними в машинному приміщенні (причому на видному та доступному місці).

Капітан-механік (чи старший механік) повинен мати усі необхідні інструкції з ремонту та обслуговування будь-якого агрегату та механізму, в яких буде зазначено дії кожного члена обслуговуючого персоналу за всіх ймовірних виробничих і не тільки ситуацій та випадків, зокрема й у разі найгіршого – нещасних або летальних випадків.

Для максимальної зручності експлуатації та обслуговування суднової енергетичної установки в судновому машинному приміщенні передбачаються достатні за своєю шириною проходи, а також майданчики, які в будь-якому разі не можна захаращувати різними сторонніми предметами та сміттям. Майданчики, слані, покривні решітки і різні трапи в судновому машинному приміщенні мають бути в справному технічному стані, а також вимитими й насухо протертими. Увесь потрібний для здійснення робіт інструмент має завжди бути в своєму справному стані, а також зберігатися в спеціальних місцях відведених для зберігання. У судновому машинному приміщенні суворо забороняється розміщувати й зберігати речі, інструмент та інвентар, який є зайвим під час експлуатації і обслуговування енергетичної установки судна. Також суворо забороняється залишати в проходах на трапах, покривних решітках та особливо двигунах внутрішнього згоряння інструмент, деталі, обладнання й інші пристосування, а також зайві предмети.

Суворо забороняється застосовувати несправні й невипробувані належним чином вантажопідйомні механізми – талі, домкрати тощо. Якість освітлення робочої зони та усього приміщення має чітко відповідати усім чинним санітарним правилам України для суден відповідного класу плавання. У випадку виходу з ладу основних джерел освітлення в машинному та в інших приміщеннях судна, переносні (ручні) освітлювальні прилади слід підключати лише до джерела струму з низькою 12 В напругою.

Деталі механізмів та машин, що обертаються або рухаються поступово, необхідно ретельно закрити кожухами чи огорожами. Огорожі й кожуха, демонтовані для огляду і ремонту, після завершення мають бути встановлені на місце. Пуск

					КРБ.142.4227ст.25.10.04.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

та експлуатація енергетичної установки судна, або інших пристроїв зі знятими захисними кожухами або огороженнями не допускається.

Елементи двигуна внутрішнього згоряння, утилізаційного котла або інших агрегатів, схильних до надлишкового нагрівання, обов'язково покривають ізоляцією. Наявні дефекти ізоляції, для запобігання опікам, необхідно швидко усувати. Однією з умов ізоляції є те, що температура зовнішніх поверхонь зі шаром ізоляції не має перевищувати 60°C. Для деяких частин двигуна внутрішнього згоряння або інших агрегатів які важко ізолювати допускається закривати огороженням.

Також, безперечно потрібно підтримувати у нормальному стані ізоляцію електричних кабелів та проводів електрообладнання. Це унеможливить випадки іскріння і короткого замикання.

Контрольно-вимірювальні прилади та прилади, встановлені на різних частинах енергетичної установки судна, мають мати відповідні пломби, а також написи із відміткою дати їх перевірки в лабораторних умовах Державної лабораторії зі стандартизації та метрології України.

У машинному приміщенні судна на самому видному й доступному для підходу персоналу місці треба розмістити повний комплект пожежного обладнання, такого, як: вогнегасники різних конструкцій; лопати; ящики з піском; багри та ломы; відра для води.

Легкозаймисті й вибухонебезпечні рідини, а також матеріал тля обтирання деталей, просочений змащувальним маслом й паливом, зберігати в машинному приміщенні судна не дозволяється.

Заходи безпеки під час експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння.

До несення вахти в машинному приміщенні судна можна допускати лише члени екіпажу судна в належному спецодязі, який має бути справним і застебнутим. Допуск та знаходження сторонніх людей у машинному приміщенні без дозволу вахтового начальника категорично заборонено. Підготовка суднових двигунів внутрішнього згоряння до пуску та їх подальше обслуговування під час здійснення експлуатації мають відбуватися відповідно до інструкції заводу-виробника.

					КРБ.142.4227ст.25.10.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

Для забезпечення умов збереження енергетичної установки судна та максимальної безпеки обслуговуючого персоналу під час процесу підготовки двигуна внутрішнього згоряння до його пуску потрібно обов'язково переконатися, що його можна пускати, змінювати експлуатаційні режим роботи, зупиняти чи реверсувати згідно з програмою, органів управління. Некерований двигун внутрішнього згоряння чи той, що неправильно реалізує задані йому команди, може спричинити значні аварії та важкі нещасні ситуації на судні. Підготовку двигуна внутрішнього згоряння до пуску здійснюють під прямим керівництвом вахтового чи старшого по вахті в судновому машинному приміщенні, а після реалізації ремонту – капітана-механіка (або старшого механіка) судна. Під час здійснення підготовки двигуна внутрішнього згоряння до пуску обов'язково переконуються, чи немає зайвих і сторонніх предметів на самому дизелі та лінії його валопроводу. У разі чого інструменти та інші зайві пристосування прибирають на їх штатні місця. Також перед пуском перевіряють справність та герметичність запобіжних приладів розміщених на кришках циліндрів двигуна, а також картерних люках, трубопроводах й насосах. Додатково проводять огляд кріплення кожухів та запобіжних огорожень рухомих частин. Перед початком пуску знімають та акуратно укладають на свої штатні місця важелі вимикання гальмівного та валоповоротного пристроїв. Для унеможливлення випадкового пуску двигуна внутрішнього згоряння з рубки судна до кінця його підготовки здійснюють вимикання ДУ, а також переконуються у відсутності персоналу судна за кормою та в інших небезпечних зонах біля двигуна. Саме перед пуском двигуна внутрішнього згоряння старший по вахті дає команду обслуговуючому персоналу судна, що перебуває в приміщенні машинного відділення – «Відійти від двигуна!».

Під час роботи двигуна внутрішнього згоряння забороняється регулювати чи навіть встановлювати зазори у клапанах системи газорозподілу, здійснювати вручну підкачку палива, відчиняти люки картеру двигуна, підтягувати чи послаблювати різьбові з'єднання, регулювати паливні форсунки, затягувати запобіжні клапани, за допомогою дотику руки визначати витoki робочої речовини або прориви

газів, що знаходяться під високим тиском. Також заборонено перебувати проти відкритого індикаторного крану.

Суворо заборонено перевантажувати двигун внутрішнього згоряння(або його певні циліндри) вище встановленої норми, а також допускати експлуатацію двигуна внутрішнього згоряння на критичних для нього частотах обертання колінвала.

Під час здійснення процесу зупинки двигуна внутрішнього згоряння для огляду, технічного обслуговування або ремонту потрібно відключити привід ДУ судна від місцевого поста. Для цього необхідно зачинити запірний клапан на пусковій повітряній магістралі (у разі пуску двигуна стартером – знеструмити пускову систему). Далі потрібно увімкнути валоповоротний чи гальмовий пристрій, відкрити усі встановлені на кришках двигуна індикаторні крани та на важелі керування розмістити попереджувальний напис такого характеру: «Не вмикати так, як працюють люди!».

Перед початком проведення технічного огляду двигуна внутрішнього згоряння капітан-механік (або старший механік) обов'язково робить спеціальний інструктаж усіх задіяних у процесі осіб. Усі робочі місця та зони для проведення технічного обслуговування мають бути обов'язково дуже якісно освітлені, забезпечені усім потрібним інструментом та пристосуваннями, замінними прокладками для деталей і вузлів, а також іншим необхідним устаткуванням.

Приступаючи до процесу розборки вузлу чи механізму, слід заздалегідь переконатися, що він від'єднаний від джерела енергії (наприклад, стисненого повітря, струму тощо).

Елементи двигуна або його допоміжних механізмів масою більше 50 кг потрібно піднімати або виконувати переміщення тільки з використанням справних вантажопідйомних суднових механізмів. Також потрібно слідкувати, щоб не перевищувати встановлену для вантажопідйомних суднових механізмів вантажопідйомність.

Механізми, обладнання або великі деталі, які після від'єднання від двигуна можуть впасти потрібно надійно застропити.

					КРБ.142.4227ст.25.10.04.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Демонтовані або навпаки деталі, що приготовані для процедури складання необхідно розміщувати біля бортів та перегородок у стійкому їх положенні. Це потрібно для унеможливлення їх однієї на іншу під час хитань.

Під час здійснення робіт на верхніх високих майданчиках машинних приміщень судна потрібно вжити заходів, що унеможливлять падіння людини та інструменту вниз. Забороняється також використовувати при роботах несправний інструмент. Доступ до місця виконання дій має бути вільний. Під час робіт з виділенням пилу чи отруйних газів, персоналу потрібно користуватися засобами індивідуального захисту (наприклад, окулярами, респіраторами чи у деяких випадках навіть протигазами). Щоб уникнути прецедентів нещасних випадків під час здійснення операцій технічного обслуговування та ремонту двигуна внутрішнього згоряння, його колінчастий вал необхідно провертати тільки з використанням спеціального чи відповідно валоповоротного пристрою. Відчинення кришок люків картеру виконується тільки після спливу 10 – 20 хвилин після зупинки двигуна внутрішнього згоряння. Для здійснення перевірки збігу отворів болтових з'єднань фланців валопроводів чи трубопроводів необхідно користуватися оправками. Забороняється встановлювати збіг пальцями. Не дозволяється відчиняти клапани, клінкети, вентиля та інші крани ключами з додатково подовженими ручками (або за допомогою труб). Заборонено виконувати роботи в паливних і масляних ємностях, де можуть бути присутні небезпечні для здоров'я персоналу гази та випаровування. Ремонт трубопроводів, балонів та їх арматуру під тиском також суворо заборонено.

4.2. Визначення штучного освітлення у машинному відділенні

Головною метою виконання розрахунку штучного освітлення у машинному відділенні є визначення потрібної кількості та типу освітлювальних пристроїв (ламп), спроможних забезпечити якісне та належне відповідно до санітарно-гігієнічними нормам освітлення. Для цього застосовано стандартний і надійний метод, що ґрунтується на визначенні світлового потоку. Усі розрахунки штучного освітлення у машинному відділенні подано у табл. 4.1.

					<i>КРБ.142.4227см.25.10.04.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		61

Таблиця 4.1 – Визначення штучного освітлення у машинному відділенні

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Довжина суднового машинного відділення	A , м	–	25,5
2	Ширина суднового машинного відділення	B , м	–	18
3	Площа приміщення суднового машинного відділення	S , м ²	$S = A \cdot B$	459
4	Коефіцієнт запасу освітленості	k	–	1,5
5	Мінімальна нормована санітарно-гігієнічна освітленість	E_n , лк	–	50
6	Коефіцієнт мінімальної (допустимої) освітленості	z	$z = E_{сеп}/E_{min}$	1,2
7	Висота кріплення джерела світла (світильника)	H_p , м	–	4,9
8	Коефіцієнтів відбиття від стелі	$\rho_{стеля}$, %	–	30,0
9	Коефіцієнтів відбиття від стін	$\rho_{стіна}$, %	–	10,0
10	Показник приміщення	i	$i = \frac{S}{H_p \cdot (A + B)}$	2,1534
11	Коефіцієнт використання світлового потоку	η	–	0,69
12	Необхідний світловий потік	$\sum \Phi_{л}$, лм	$\sum \Phi_{л} = E_n \cdot S \cdot z \cdot \frac{k}{\eta}$	59869,565
13	Світловий потік ДРЛ	$\Phi_{л}$, лм	–	18210
14	Кількість ламп (округлюємо до більшого значення)	N , шт.	$N = \frac{\sum \Phi_{л}}{\Phi_{л}}$	≈ 4

4.3. Висновки до розділу

У розділі докладно розглянуто основні заходи та правила безпечного обслуговування та експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння, а також визначено параметри штучного освітлення у машинному відділенні. Виходячи з розрахунків, для забезпечення норм освітленості відповідно до рекомендацій, у машинному відділенні необхідно розмістити чотири ламп типу ДРЛ з світловим потоком у 18210 лм на висоті 4,9 м.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота – «*Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20)*» має усі необхідні розділи та креслення результатів роботи.

У першому розділі розглянуто особливості устрою дизельного суднового двигуна DAIHATSU 8DK20 типу (8ЧН 20/30) та його основних систем.

У другому розділі виконано розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи, а також кінематики і динаміки дизеля DAIHATSU 8DK20. За результатами розрахунків побудовано графічні залежності: індикаторна діаграма (у $p - V/V_c$, $T - V/V_c$, $T - S$ координатах); залежності $S(\varphi)$, $V(\varphi)$ та $J(\varphi)$ від кута п.к.в.; графіки сил $P_r(\varphi)$, $P_j(\varphi)$, $P_{dv}(\varphi)$; графіки сил $N(\varphi)$, $Z(\varphi)$ та $T(\varphi)$.

У третьому розділі розглянуто умови роботи та діючі навантаження на елементи шатунної групи двигуна, а також матеріали, що застосовують у сучасному двигунобудуванні для виготовлення елементів шатунної групи. Виконано розробку та проектування елементів шатунної групи. Розрахунок конструкції шатуна на міцність показав, що сумарні умовні напруги у стрижні шатуна становлять 115,858 МПа, що відповідає межам міцності за умов використання легованої сталі. Відносна деформація верхньої голівки шатуна складає $2,557 \cdot 10^{-8}$ мм/мм, що не перевищує встановленого значення у 0,0005 мм/мм, а відносна деформація нижньої голівки шатуна становить $1,220 \cdot 10^{-8}$ мм/мм, що також входить у зазначені межі. Таким чином, за результатами розрахунків визначено, що усі напруги, які виникають у проєктованих елементах за такої конструкції елементів шатунної групи знаходяться у допустимих межах.

Розглянуто основні заходи та правила безпечного обслуговування та експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння, а також визначено параметри штучного освітлення у машинному відділенні судна з двигуном типу 8ЧН 20/30 (DAIHATSU 8DK20).

					КРБ.142.4227ст.25.10.00.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Наливайко В. С. Характеристики двигунів внутрішнього згоряння та споживачів [текст] / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В. Г. Хоменко – Миколаїв: НУК, 2011. – 95 с.
2. Тимошевський Б.Г. Основи технічної експлуатації судових двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. / Б.Г. Тимошевський, О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін. – Миколаїв : видавець Торубара В.В., 2024. – 302 с.
3. 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.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
5. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
6. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
7. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
8. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.