

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 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. С. Митрофанов

Здобувач освіти



О. Ю. Дарієнко

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

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

Дарієнко Олег Юрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 12ЧН 17/18
(MITSUBISHI S12R-MTK)

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

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

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип - 12ЧН 17/18, потужність дизеля – 940
кВт; частота обертання колінчастого валу – 1600 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції суднового дизельного двигуна 12ЧН 17/18.

2. Розрахунок робочого циклу та динаміки судноводизельного двигуна 12ЧН 17/18.

3. Розрахунок та проектування поршня суднового двигуна типу 12ЧН 17/18.

4. Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці при експлуатації та ремонті суднового ДВЗ.

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

1. Поперечний розріз дизеля 12ЧН 17/18.

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки двигуна 12ЧН 17/18.

3. Поршень двигуна 12ЧН 17/18.

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

_____ /О. Ю. Дарієнко /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

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

АНОТАЦІЯ

У роботі на тему: «*Розрахунок суднового двигуна типу 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)*» розглянуто питання щодо розрахунків робочого циклу, кінематики та динаміки, а також проектування елементів суднового високообертового двигуна.

У роботі представлено опис конструкції суднового високообертового двигуна MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18), виконано розрахунок робочого циклу (номінального режиму), кінематики і динаміки двигуна.

Розглянуто особливості умов роботи поршнів та поршневих пальців двигунів внутрішнього згоряння. Розглянуто основні матеріали, що застосовують для виготовлення поршнів та поршневих пальців ДВЗ. Виконано розрахунок поршня та пальця двигуна MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18) за результатами якого встановлено, що усі напруги знаходяться у допустимих межах.

Розглянуто основні небезпечні та шкідливі чинники у судновому машинному відділенні в якому розміщено двигун типу 12ЧН 17/18, а також виконано розрахунок штучного освітлення.

Робота виконана українською мовою на 60 аркушах тексту розрахунково-пояснювальної записки та має три додатки графічної частини (кресленнями формату А1).

Ключові слова: судновий дизельний двигун; номінальна потужність; робочий цикл; динамічний розрахунок; кінематичний розрахунок; поршень.

					КРБ.142.4227см.25.06.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

In the qualification work: «*Calculation of a marine engine of the 12CHN 17/18 type (MITSUBISHI S12R-MTK)*» deals with the issues of calculating the duty cycle, kinematics and dynamics, as well as designing the elements of a marine high-speed engine.

The paper describes the design of the MITSUBISHI S12R-MTK (12CHN 17/18) marine high-speed engine, calculates the engine's duty cycle (nominal mode), kinematics and dynamics.

The features of the working conditions of pistons and piston pins of internal combustion engines are considered. The main materials used for the manufacture of pistons and piston pins of internal combustion engines are considered. The calculation of the piston and piston pin of the MITSUBISHI S12R-MTK engine (12CHN 17/18) is carried out, according to the results of which it is established that all stresses are within the permissible limits.

The main hazardous and harmful factors in the ship's engine room, where the 12CHN 17/18 engine is located, are considered, and the calculation of artificial lighting is performed.

The work is written in Ukrainian on 60 pages of the text of the calculation and explanatory note and has three appendices of the graphic part (drawings of A1 format).

Key words: marine diesel engine; rated power; duty cycle; dynamic calculation; kinematic calculation; piston.

					<i>КРБ.142.4227см.25.06.00.ПЗ</i>	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)	
1.1. Основні параметри та конструктивні особливості дизеля типу 12ЧН 17/18.....	9
1.2. Висновок до розділу.....	17
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)	
2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK).....	18
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки. Побудова графіків зміни сил, діючих на КШМ суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK).....	27
2.3. Висновок до розділу.....	38
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ПОРШНЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)	
3.1. Аналіз особливостей роботи поршнів та матеріалів, що застосовують для їх виготовлення	39
3.2. Аналіз особливостей роботи поршневих пальців та матеріалів, що застосовують для їх виготовлення.....	45
3.3. Розрахунок поршня та пальця суднового двигуна типу 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK).....	46
3.4. Висновок до розділу.....	50
Розділ 4. АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА РЕМОНТІ СУДНОВОГО ДВЗ	
4.1. Аналіз та систематизація небезпечних та шкідливих чинників у суд-	

новому машинному відділені.....	51
4.2. Розрахунок штучного освітлення у приміщенні суднового машинно-го відділення.....	57
4.3. Висновок до розділу.....	58
ВИСНОВКИ.....	59
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	60

Додаток А. Поперечний розріз дизеля 12ЧН 17/18

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

Додаток В. Поршень двигуна 12ЧН 17/18

					<i>КРБ.142.4227см.25.06.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Дизельні ДВЗ є основними тепловими двигунами, які використовуються в сучасних суднових енергетичних установках. Їх популярність зумовлена, по-перше, високою циліндровою потужністю, паливною економічністю, а по-друге, екологічністю і надійністю. Сучасні суднові дизеля мають досить великий потенціал для подальшого форсування і вдосконалення, що підтверджується постійною появою нових двигунів або модифікацій існуючих з покращеними енергетичними та економічними характеристиками.

Удосконалення ефективності енергоперетворення сучасних дизельних двигунів внутрішнього згорання вимагає що найменш виконання певних базових розрахунків. Тому кваліфікаційна робота зосереджена на глибокому аналізі сучасних конструктивних рішень у ДВЗ, розрахунках робочого циклу, кінематики руху та динаміки, а також на підборі найбільш підходящих сучасних матеріалів і проектуванні різних елементів двигуна.

					<i>КРБ.142.4227см.25.06.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

1.1. Основні параметри та конструктивні особливості дизеля типу 12ЧН 17/18

Судновий дизельний двигун MITSUBISHI S12R-MTK (маркування за ДСТУ 12ЧН 17/18) розроблений починаючи від конструкції камери згоряння до технології впорскування палива, турбоагнітача та вдосконаленої системи охолодження і виготовлений в Японії (рис. 1.1). У дизелі все було ідеально збалансовано для забезпечення високонадійної роботи, оптимальної витрати палива та мінімізації місця монтажу на судні. Використовуючи блок з довгим ходом поршня та власну технологію турбоагнітача МНІ, фірмі виробнику вдалося зберегти компактність двигуна водночас суттєво збільшивши вихідну потужність. Обслуговування двигуна 12ЧН 17/18 є досить простим, оскільки кожен циліндр має власну головку блоку циліндрів.

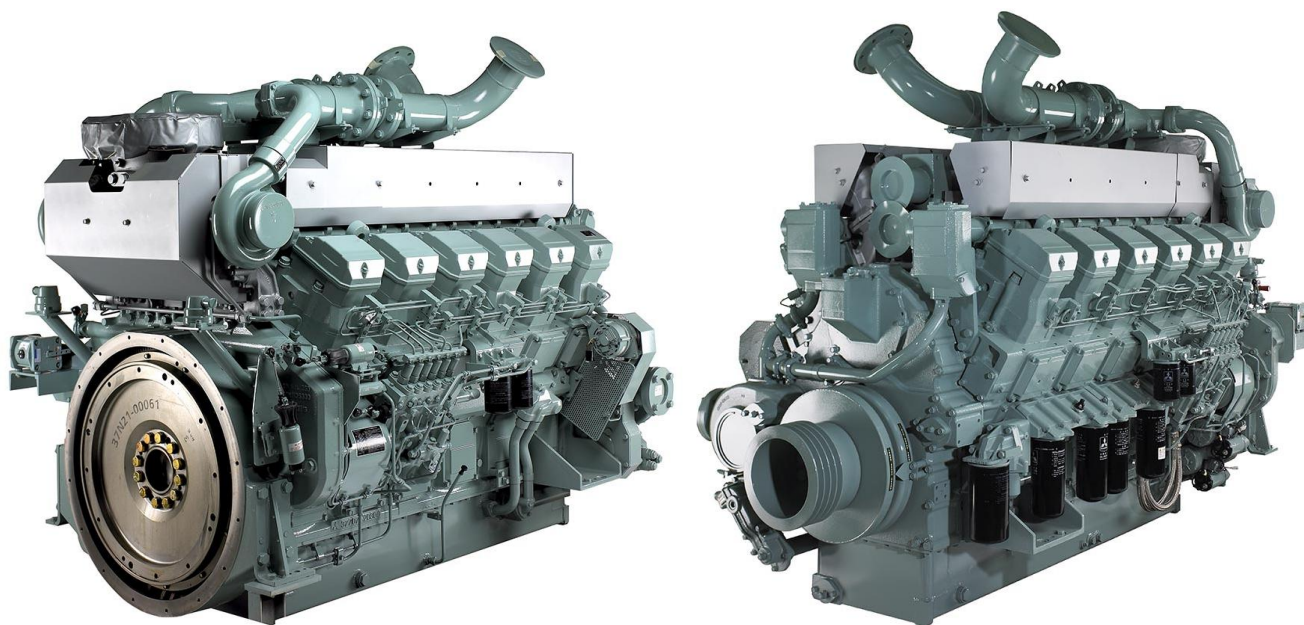


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд двигуна MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18)

					КРБ.142.4227см.25.06.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

Судновий дизель MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18) є чотиритактним, дванадцятициліндровим, нереверсивним двигуном внутрішнього згорання з V-подібним (60°) розташуванням циліндрів. Поперечний розріз суднового двигуна MITSUBISHI S12R-MTK представлено на рис 1.2.

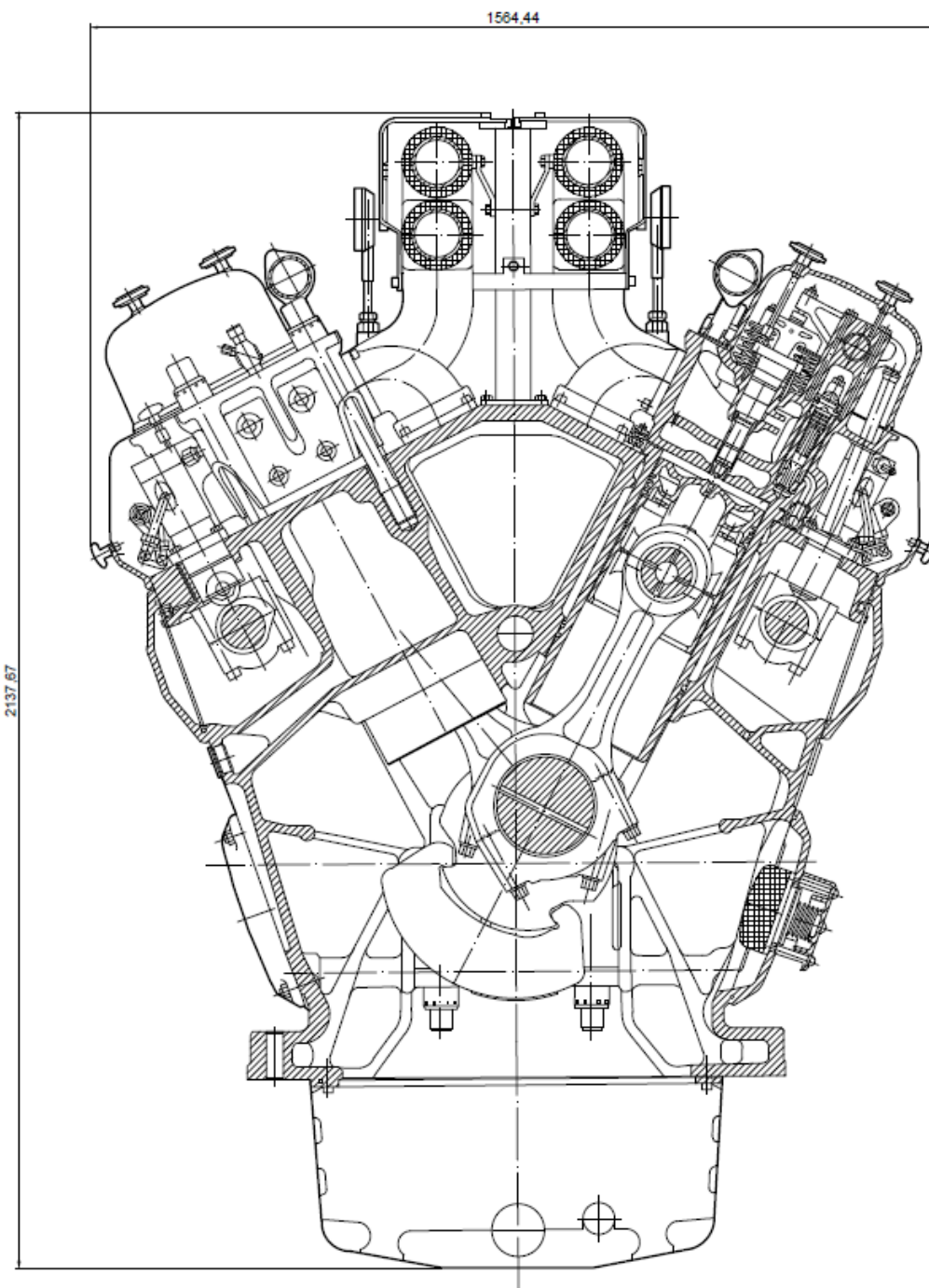


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз двигуна MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Компоновка дизеля MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18) забезпечує вільний доступ до його основних елементів та агрегатів. Через наявні люки в блоці

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.06.01.ПЗ

Аркуш

10

двигуна є можливість оглядати й при потребі замінити деталі руху шатунно-поршневої групи, не знімаючи двигун з фундаментної рами. Габаритні розміри двигуна представлено на рис. 1.3. Основні параметри дизеля MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18) подано у таблиці 1.1.

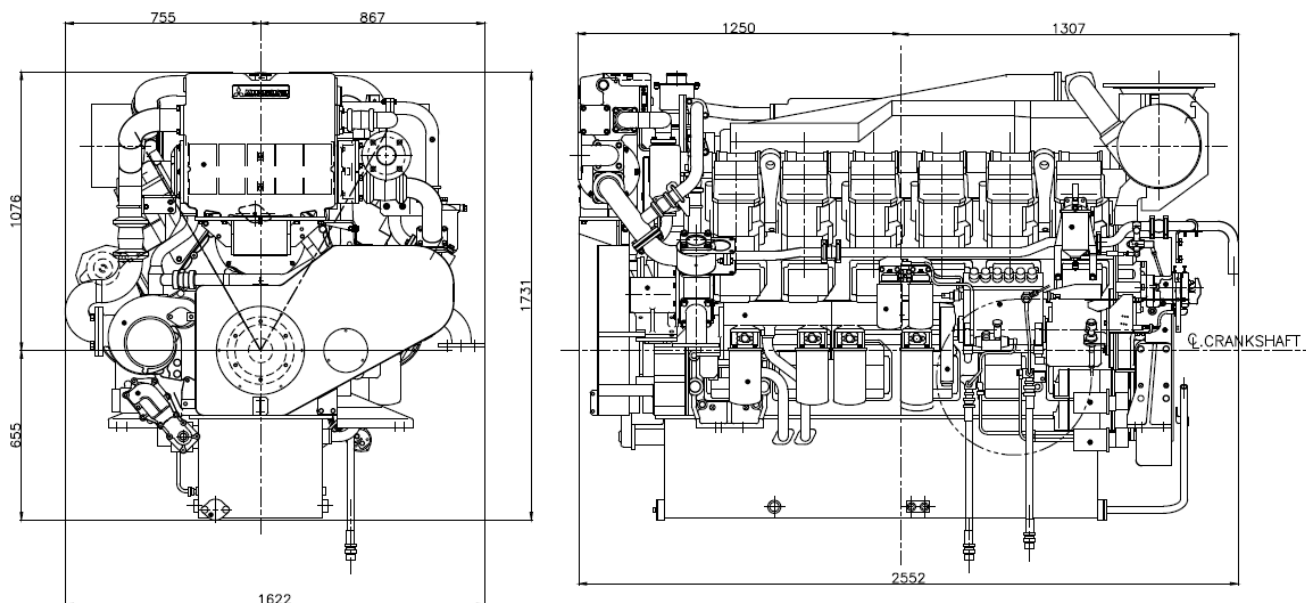


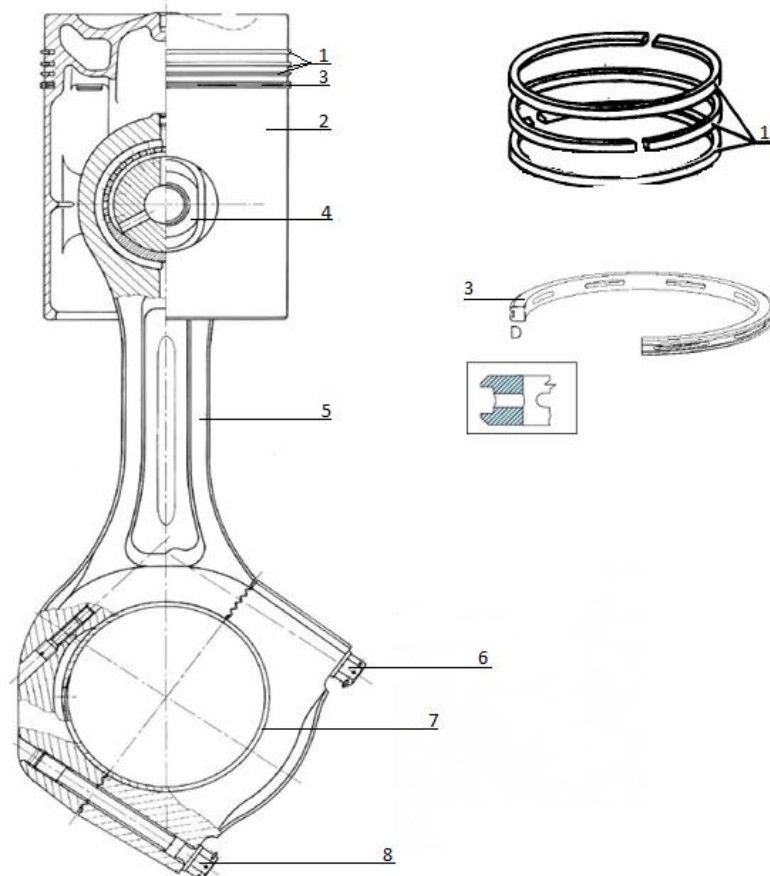
Рисунок 1.3 – Габаритні розміри двигуна MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Таблиця 1.1 – Основні параметри дизеля MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18)

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Застосування	Силова установка/допоміжний генератор
2	Конфігурація циліндрів	V-12
3	Загальний робочий об'єм (л)	49.03
4	Діаметр / хід поршня (мм)	170x180
5	Ступінь стиснення	14,5
6	Суха вага (кг)	5500
7	Розміри – Д x Ш x В (мм)	2556,5 x 1622 x 1727,5
8	Принцип роботи	4-тактний, з водяним охолодженням, дизельний двигун, з прямим впорскуванням, турбонаддувом і повітряним охолоджувачем
9	Спосіб охолодження	Двоконтурне (прісною та забортною водою)

Поршень двигуна MITSUBISHI S12R-MTK виготовлений з якісного чавуну з кулеподібним графітом. Поршень має охолодження, яке здійснюється змащувальним маслом дизеля. Масло підводиться до поршня через палець з подальшим потраплянням в кільцеподібну порожнину. Звідти охолоджуюче масло стікає через

Шатун двигуна MITSUBISHI S12R-MTK виготовлено методом гарячого штампування. Роз'єм нижньої (мотильової) голівки шатуна дизеля 12ЧН 17/18 має нахил та зубчасту поверхню для більш міцної фіксації його нижньої кришки з підшипником. Вкладиші мотильового підшипника дизеля 12ЧН 17/18 виготовлено з тришарового металу. Рамові підшипники також мають подібну конструкцію. Мотильовий підшипник для змащення поверхні отримує масло через рамовий підшипник та свердлення в кривошипі валу. На рис. 1.4 представлено загальну конструкцію поршня та шатуна.



1 – поршневі кільця компресійні; 2 – поршень двигуна; 3 – поршневі кільця мас-
лоз’ємні; 4 – поршневий палець; 5 – шатун з похилою нижньою головкою; 6 – ко-
роткий шатуновий болт; 7 – вкладиш шатунного підшипнику; 8 – шатуновий дов-
гий болт

					КРБ.142.4227см.25.06.01.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поршневий палець дизеля 12ЧН 17/18 виконано порожнім з радіальними отворами для забезпечення подачі масла з шатуна до поршня. Кінці поршневого пальця заглушені, що перешкоджає витокам масла. Поршневий палець в поршні закріплено овальними стопорними кільцями. Вони запобігають осьовому переміщенню пальця.

У кожному кришку робочого циліндра дизеля MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18) встановлено два впускні та два випускні клапани, по центру розміщено паливну форсунку, клапан пускового повітря і індикаторний кран (рис. 1.5). Впускні та випускні клапани дизеля є однаковими. Вони мають стелітове покриття поверхонь гнізд та хромований стрижень. Ущільнення клапанів забезпечується за допомогою запресованих в кришку циліндра кілець.

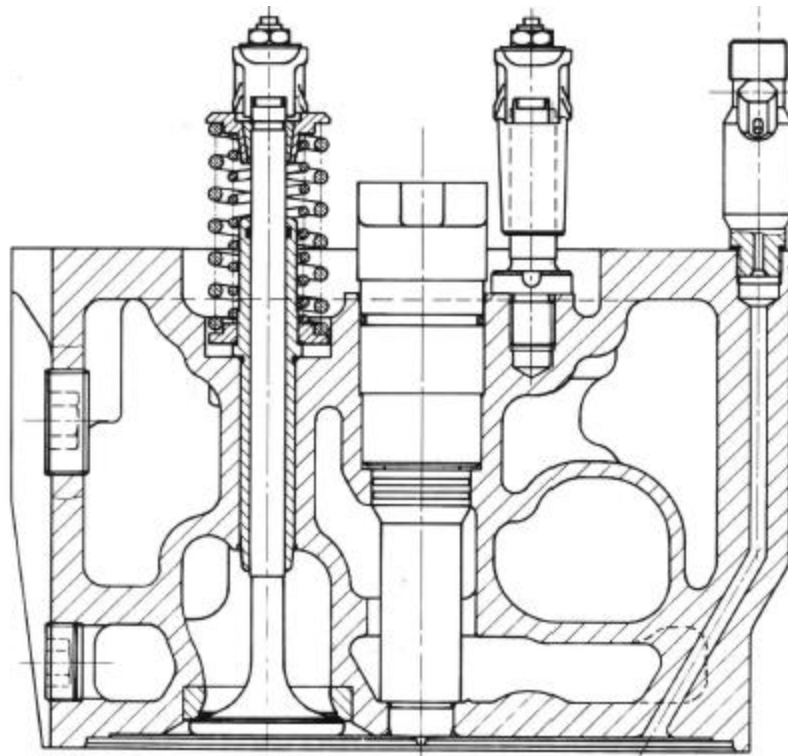


Рисунок 1.5 – Кришка робочого циліндра суднового двигуна MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18):

В клапанний механізм газорозподілу дизеля 12ЧН 17/18 входять: штовхачі; що рухаються у направляючих встановлених у блоці; трубчасті штанги штовхачів з кульовими шарнірами; штамповані важелі, що мають впресовані втулки та розміщені на пальці стійки; траверси з направляючим руху. При нормальних умовах

експлуатації клапанний механізм не потребує додаткового обслуговування, однак перевірка зносу та огляд деталей механізму потрібен з періодом, вказаним в інструкції з експлуатації.

Колінчастий вал дизеля 12ЧН 17/18 виконаний з однієї цільної поковки, що забезпечує йому високу міцність та надійність при експлуатації. Перший рамовий підшипник розміщений від маховика, має фланець та виконує функцію упорного підшипника. У дизеля MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18), як і у всіх V-подібних двигунів даної серії весь колінчастий вал обладнано противагами. Противаги до щік мотилів прикріплюються натискними болтами. На торцевій частині колінчастого валу, з боку встановлення маховика, насаджено за рахунок гарячої посадки масловідбійне кільце, яке запобігає пропуску масла й газів. Також на кінці вала встановлена роз'ємна шестерня.

Розподільчий вал складається з окремих штампованих секцій, по одній на кожен робочий циліндр. Секції приєднані один до одного фланцевими з'єднаннями. Кулачки розподільчого вала ковані та мають бігові доріжки. Поверхня кулачків загартована струмами високої частоти.

Маховик приєднується до колінчастого валу дизеля за допомогою чотирьох кріпильних болтів та частково болтами, що забезпечують кріплення валу відбору потужності від дизеля. При правильному збиранні ці болти вільно проходять в отвори в обох фланцях, між якими й затискається маховик двигуна. Передача потужності від дизеля здійснюється тертям, що створюється між плоскістю фланців. Двигуни MITSUBISHI певних серій можуть бути обладнані відбором потужності з протилежного боку від маховика.

Валоповоротний механізм складається з привідної шестірні, що має зачеплення з пальцем (квадратного перерізу) рукоятки з тріскачкою. Напрямок обертання валу змінюють за рахунок зміни напрямку обертання тріскачки. При включеному валоповоротному механізмі на щитку приладів дизеля горить відповідна сигнальна лампочка, яка згасне лише після від'єднання валоповоротного пристрою.

Паливна система дизеля MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18) включає в себе: паливний насос високого тиску (ПНВТ); паливні трубопроводи високого тис-

					КРБ.142.4227см.25.06.01.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ку;паливні форсунки. Паливний насос високого тиску (рис. 1.6) є окремим на кожен циліндр.

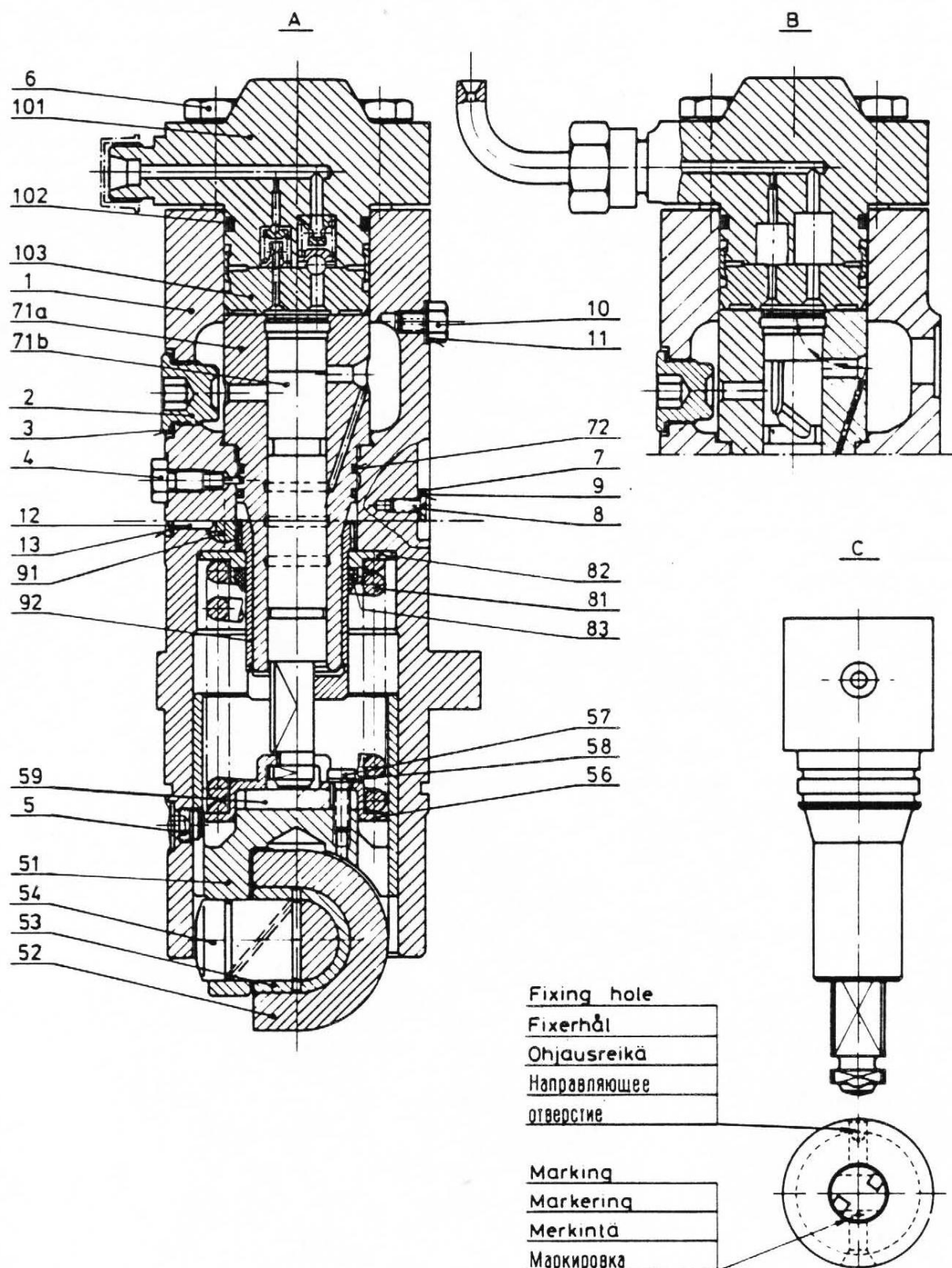


Рисунок 1.6 – Паливний насос високого тиску суднового дизеля MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.06.01.ПЗ

Аркуш

15

В ньому вбудовано штовхачі плунжерного типу з приводом від розподільчого валу. Паливо до форсунки нагнітається від ПНВТ через трубку високого тиску й перехідник. Паливна форсунка складається з корпусу та розпилювача з декількома розпилювальними отворами. Паливний насос високого тиску (рис. 1.6) містить литий корпус з спеціальними фланцями для кріплення до блоку робочих циліндрів дизеля. Штовхач з роликом, підшипниковою втулкою та пальцем ролика розміщені в нижній частині корпусу насосу.

Ролик обкатується по кулачку ПНВТ підтискаючись пружиною. Між штовхачем та плунжером є натискний диск, до якого щільно притискається кінець плунжера насосу. Плунжерна пара ПНВТ розташована у верхній частині корпусу й містить плунжер та втулку, які підганяють один до одного і саме тому, з ними потрібно поводитися при ремонті як з одним цілим. Верхня частина плунжерної пари ПНВТ, зі сторони палива ущільнюється знизу за допомогою двох ущільнюючих кілець круглого перетину.

Втулка плунжеру ПНВТ змащується під тиском, що перешкоджає проникненню дизельного палива вниз і змішенню його з змащувальним маслом. Плунжер ПНВТ приєднано до штовхача швидкокороз'єднувальною муфтою. Регулювання паливоподачі на дизелі (обертання плунжера) відбувається за допомогою паливної рейки та зубчастого вінеця. У кришці паливного насосу над плунжерною парою розміщено клапани. Ущільнення між втулкою плунжера ПНВТ та кришкою – металеве.

На дизелі MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18) встановлено турбонагнітачі з радіальною турбіною виготовлені заводом «Браун, Бовері і До». Повітроохолоджувач (ОНП) трубчастого типу. Він встановлюється в зварний корпус, який одночасно є опорою турбонагнітача.

Корпус кріпиться болтами до блок-картера на вільному кінці двигуна 12ЧН 17/18. Двигун MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18) має два турбонагнітача та дві ідентичні трубкові вставки в одному корпусі. Газовідна камера агрегату наддуву охолоджується прісною водою від системи охолодження самого дизеля.

					КРБ.142.4227см.25.06.01.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Підшипник ковзання агрегату наддуву змащується маслом від масляної системи двигуна.

Повітровипускний канал агрегату наддуву з'єднується з відповідним розтрубом за допомогою жаростійкого коліна. Газовипускні трубопроводи дизеля приєднані до агрегату наддуву за допомогою металевих компенсаторів розширення. Газовипускний трубопровід двигуна після турбонагнітача має бути встановлений згідно з інструкцією з монтажем.

1.2. Висновок до розділу

Судновий дизельний двигун S12R-MTK (12ЧН 17/18) виробництва MITSUBISHI цілком відповідає усім можливим вимогам щодо його експлуатування на судні. Поперечний розріз двигун S12R-MTK (12ЧН 17/18) у кваліфікаційній роботі представлено кресленням (A1 формату).

					КРБ.142.4227ст.25.06.01.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

Реальні процеси в робочому циліндрі двигуна внутрішнього згоряння мають певний ряд відмінностей від ідеальних теплових циклів. Ступінь точності (наближеність дійсним) результатів одержаних при виконанні моделювання теплового розрахунку прямо пов'язано з складністю математичної моделі та кількістю прийнятих припущень.

Для реалізації інженерних розрахунків робочого циклу при проектуванні ДВЗ або визначенні їх показників роботи застосовують досить надійну та відпрацьовану класичну методику теплового розрахунку, розроблену ще на початку ХХ століття професором Гріневецьким В. І. Ця методика у подальшому була вдосконалена та доповнена професором Мазінгом Є. К. після чого її прийнято називати методика Гріневецького – Мазінга.

Методика теплового розрахунку Гріневецького – Мазінга має основу у вигляді класичних і базових законів й положень термодинаміки, а також термохімії. Методика побудована таким чином, що вона охоплюючи базову сутність фундаментальних теплових явищ, що проходять у циліндрі ДВЗ. Методика теплового розрахунку Гріневецького – Мазінга надає можливість:

- здійснювати кількісне оцінювання базових процесів у робочому циліндрі;
- одержати узагальнене уявлення про вплив базових параметрів циклу на показники ефективності ДВЗ;
- визначити параметри робочого тіла (таких, як температура та тиск) у характерних точках циклу та побудувати індикаторну діаграму.

Математична модель робочого циклу за методикою теплового розрахунку Гріневецького – Мазінга реалізована у *Matcad* та є вільно доступною для користування здобувачами освіти кафедри ДВЗ, У та ТЕ, НУК ім. адм. Макарова.

					КРБ.142.4227см.25.06.02.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Моделювання робочого циклу, визначення ефективних показників, а також побудова індикаторної діаграми суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) виконується для номінального режиму експлуатації двигуна. Перед початком моделювання робочого циклу потрібно обґрунтувати та виконати вибір потрібних коефіцієнтів й вихідних даних.

Узагальнені вихідні дані для початку моделювання робочого циклу та розрахунок робочого циклу за методикою Гріневецького – Мазінга суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) в середовищі Mathcad представлено у вигляді таблиці 2.1 і 2.2.

Таблиця 2.1 – Узагальнені вихідні дані для початку моделювання робочого циклу

№ з.п.	Параметри	Значення
1.	Ефективна потужність	$N'_e = 940$, кВт
2.	Частота обертання колінвалу	$n = 1600$, хв ⁻¹
3.	Тиск навколишнього середовища	$P_0 = 0,1013$, МПа
4.	Температура навколишнього середовища	$T_0 = 298$, К
5.	Тиск повітря наддуву	$P_k = 0,26$, МПа
6.	Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1,05$
7.	Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0,02$
8.	Коефіцієнт використання тепла в точці – Z	$\xi_z = 0,90$
9.	Коефіцієнт використання тепла в точці – b	$\xi_b = 0,96$
10.	Ступінь стиску	$\varepsilon = 14,5$
11.	Ступінь підвищення тиску у циліндрі при згорянні	$\lambda = 1,2$
12.	Підігрів заряду від стінок робочого циліндру	$\Delta T_a = 20$
13.	Частка ходу поршня втрачена на продувку (для 2-х тактних ДВЗ)	$\phi_n = 0$
14.	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0,99$
15.	Механічний ККД	$\eta_m = 0,90$
16.	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0,82$
17.	Втрата тиску в повітроохолоджувачі (ОНП)	$\Delta P_{ox} = 0,004$, МПа
18.	ККД повітроохолоджувача (ОНП)	$\eta_o = 0,86$
19.	Температура залишкових газів	$T_r = 780$, К
20.	Масовий склад обраного палива (кг/кг):	$C = 0,87$; $H = 0,126$; $O = 0,004$; $S = 0$
21.	Нижча теплота згоряння обраного палива	$Q_H = 42700$, кДж/кг
22.	Кількість циліндрів	$i = 12$
23.	Діаметр циліндра	$D_c = 0,17$, м
24.	Хід поршня	$S = 0,18$, м
25.	Коефіцієнт тактності двигуна	$z = 0,5$
26.	Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,5$
27.	Показник адіабати для повітря	$k_b = 1,4$
28.	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad} = 0,81$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.06.02.ПЗ

Аркуш

19

29.	Механічний ККД тур біни	$\eta_{t.m} = 0,9$
30.	Температура охолоджуючої рідини на вході	$T_w = 300, \text{ K}$
31.	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	$\xi_a = 0,98$
32.	Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором	$\psi_t = 0,857$

Таблиця 2.2 – Результати теплового розрахунку суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

№ з.п.	Процес	Значення
Розрахунок процесу наповнення		
1.	Температура стиснутого повітря за компресором, $T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	410,447, K
2.	Температура в ресивері $T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	315,463, K
3.	Температура в кінці наповнення, $T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	344,179, K
4.	Тиск в ресивері, $P_s = P_k - \Delta P_{ox}$	0,256, МПа
5.	Тиск в кінці наповнення, $P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,251, МПа
6.	Коефіцієнт наповнення циліндру $\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$	0,946
Розрахунок процесу стиснення		
7.	Середня ізохорна мольна питома теплоємність повітря, кДж/(кмоль·К)	$c_v' \leftarrow 19,26 + 0,0025 \cdot T$
8.	Середня ізохорна мольна питома теплоємність газів, що відходять, кДж/(кмоль·К)	$c_v'' \leftarrow 20,47 + 0,0036 \cdot T$
9.	Коефіцієнти рівняння регресії для теплоємності суміші газів в кінці процесу стиснення $c_{vc}'' = \frac{\gamma_r \cdot c_v'' + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c_v'}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$	$b_c = 0,002509$ $a_{vc} = 19,269$
10.	Показник політропи стиснення $n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})}$	1,363
11.	Тиск повітря в кінці стиснення, $P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	9,597, МПа
12.	Температура повітря в кінці стиснення, $T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$	908,021 K
Розрахунок процесу згоряння		
13.	Дійсна кількість свіжого повітря для згоряння $L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,237, кмоль/кг
14.	Теоретичний хімічний коефіцієнт молекулярної зміни $\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,0256

15.	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни $\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,0251
16.	Частка палива, що вигоріла до точки $-z$, $x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,938
17.	Коефіцієнт молекулярної зміни у точці $-z$, $\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,024
18.	Питома ізохорна середня теплоємність в точці $-z$, кДж/(кмоль·К) $c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$ $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right), \quad \underline{m} = 1 + \frac{\Delta M}{L_0}, \quad L_0 = 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	$m=1,064$ $\Delta M=0,0316$ $b_z = 0,00293$ $a_{vz} = 19,73169$
19.	Коефіцієнти рівняння регресії для теплоємності робочого тіла в точці $-b$ кДж/(кмоль·К) $c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$	$b_b = 0,002956$ $a_{vb} = 19,76174$
20.	Визначення температури робочого тіла в точці $-z$, $\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1741,829, К
21.	Максимальний тиск робочого тіла в точці $-z$, $P_z = \lambda \cdot P_c$	11,517, МПа
Розрахунок процесу розширення		
22.	Ступінь попереднього розширення $\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,636
23.	Ступінь подальшого розширення $\underline{\delta} = \frac{\varepsilon}{\rho}$	8,862
24.	Показник політропи розширення $n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$ $T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$ температури робочого тіла в точці $-b$	$n_2 = 1,276$ $T_b = 953,168, \text{ К}$
25.	Тиск в кінці процесу розширення тіла в точці $-b$, $P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	0,711, МПа
Визначення індикаторних показників		
26.	Теоретичний середній індикаторний тиск, $P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	1,613, МПа
27.	Дійсний середній індикаторний тиск, $P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	1,597, МПа
28.	Питома індикаторна витрата палива, $b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,168, кг/(кВт·год)
29.	Індикаторний ККД двигуна, $\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,501
Визначення ефективних показників		

30.	Середній ефективний тиск, $P_e = P_i \cdot \eta_m$	1,437, МПа
31.	Ефективний ККД дизеля, $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,451
32.	Питома ефективна витрата пального, $b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,186, кг/(кВт·год)
33.	Ефективна потужність двигуна, $N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	940,113, кВт
34.	Похибка визначення ефективної потужності ДВЗ, $\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,012 %
Розрахунок балансу потужності турбіни і компресора. Визначення дійсного Пк.		
35.	Визначення свіжого витрати повітря двигуном, $G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	1,836, кг/год
36.	Витрата газів через турбіну ТК, $G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	1,885, кг/год
37.	Тиск газів перед турбіною ТК, $P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,223, МПа
38.	Температура газів, $T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	741,403, К
39.	Загальна кількість робочого тіла $M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,269, кмоль/кг
40.	Газова стала для газів, що відходять, $R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,497, Дж/кг·К
41.	Показник адіабати для газів, що відходять $k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,379
42.	Дійсний ступінь підвищення тиску повітря у компресорі ТК $P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_b}{k_b - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{kad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$	2,569
43.	Розрахунковий тиск наддуву ДВЗ, $P_{kd} = P_k \cdot P_0$	0,2602, МПа
44.	Похибка визначення тиску наддуву ДВЗ, $\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,08 %

За одержаними результатами наведеними у табл. 2.2 аналітичним шляхом будується теоретична індикаторна діаграма у системі координат $p-V/V_c$ суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK). За вихідними даними (див.

таблиця 2.3) одержано таблиця результатів розрахунку (див. таблиця 2.4). Ординати точок у таблиці 2.4 отримано використовуючи наступні залежності: політропи стиснення – $p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$, розширення – $p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}$.

$$p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}, \text{ розширення } p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}.$$

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

P_r , МПа	P_a , МПа	P_s , МПа	P_k , МПа	P_b , МПа	P_c , МПа	P_z , МПа	n_1	n_2	ρ	δ
0,223	0,251	0,256	0,26	0,711	9,597	11,517	1,363	1,276	1,636	8,862

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку координат точок діаграми у системі координат $p-V/V_c$ для суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

№ з.п.	Значення діаграми		
	(V/V_c)	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1	1	9,597	11,517
2	1,636	4,906241	11,517
3	2,313053	3,060206	7,403313
4	2,990105	2,156626	5,335203
5	3,667158	1,63288	4,111897
6	4,344211	1,296173	3,312475
7	5,021263	1,063965	2,753528
8	5,698316	0,895474	2,343119
9	6,375368	0,768413	2,030384
10	7,052421	0,669654	1,785037
11	7,729474	0,591	1,587989
12	8,406526	0,527088	1,426646
13	9,083579	0,474276	1,292382
14	9,760632	0,430009	1,179106
15	10,43768	0,392444	1,0824
16	11,11474	0,360226	0,998986
17	11,79179	0,332332	0,926384
18	12,46884	0,307981	0,862686
19	13,14589	0,286566	0,8064
20	13,82295	0,267607	0,756346
21	14,5	0,250721	0,711576

Розрахункова згорнута індикаторна діаграма суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK), побудована за значеннями таблиці 2.4, представлена на рис. 2.1.

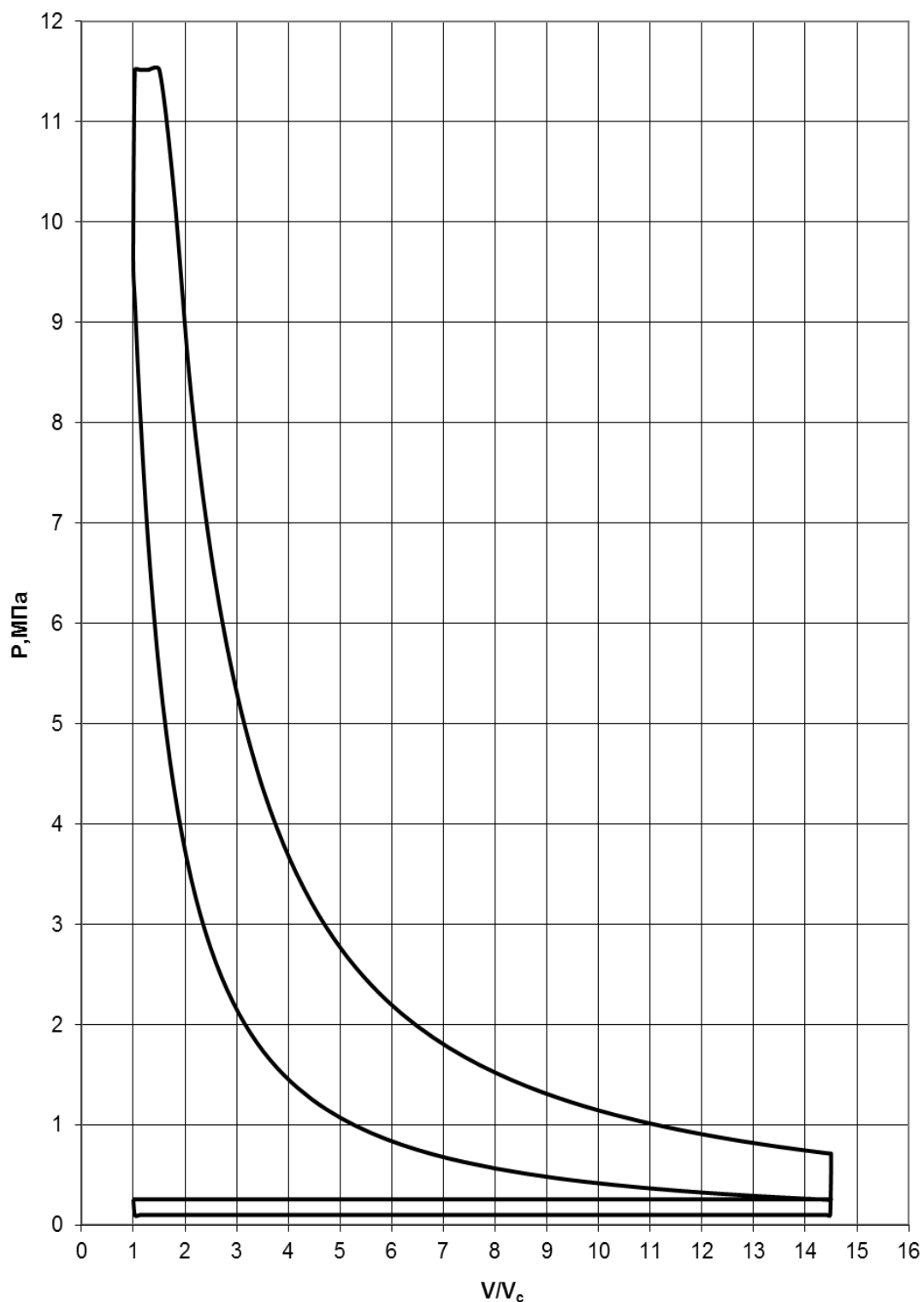


Рисунок 2.1 – Теоретична згорнута (у системі координат $p-V/V_c$) індикаторна діаграма суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.06.02.ПЗ

Аркуш

24

За одержаними результатами наведеними у табл. 2.2 аналітичним шляхом будується теоретична індикаторна діаграма у системі координат $T-V/V_c$ суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK). За вихідними даними (див. таблиця 2.5) одержано таблиця результатів розрахунку (див. таблиця 2.6). Ординати точок у таблиці 2.6 отримано використовуючи наступні залежності: політропи стиснення – $T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}}$, розширення – $T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$. Значення ступеня по-

дальшого розширення обчислюємо, за формулою – $\delta = \frac{V}{V_c} \cdot \frac{1}{\rho}$, а температуру в точці – у визначаємо, як – $T_y = T_c \cdot \lambda$.

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

T_r , К	T_a , К	T_s , К	T_k , К	T_b , К	T_c , К	T_z , К	λ
741,403	344,179	315,463	410,447	953,168	908,021	1741,829	1,20

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку координат точок діаграми у системі координат $T-V/V_c$ для суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

№ з.п.	Параметри діаграми		
	(V/V_c)	$T_{сж}$, К	$T_{расш}$, К
1	1	908,021	1089,625
2	1,641	759,4384	1741,829
3	2,328316	669,7251	1583,05
4	3,015632	610,129	1474,756
5	3,702947	566,5578	1393,974
6	4,390263	532,7632	1330,29
7	5,077579	505,4763	1278,16
8	5,764895	482,7918	1234,308
9	6,452211	463,5115	1196,648
10	7,139526	446,837	1163,773
11	7,826842	432,2126	1134,698
12	8,514158	419,2375	1108,704
13	9,201474	407,6135	1085,252
14	9,888789	397,1142	1063,932
15	10,57611	387,5632	1044,419
16	11,26342	378,8214	1026,459
17	11,95074	370,7767	1009,843
18	12,63805	363,3382	994,4013

19	13,32537	356,4307	979,9945
20	14,01268	349,9918	966,5046
21	14,7	343,969	953,8326

Розрахункова індикаторна діаграма суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK), побудована за значеннями таблиці 2.6, представлена на рис. 2.2.

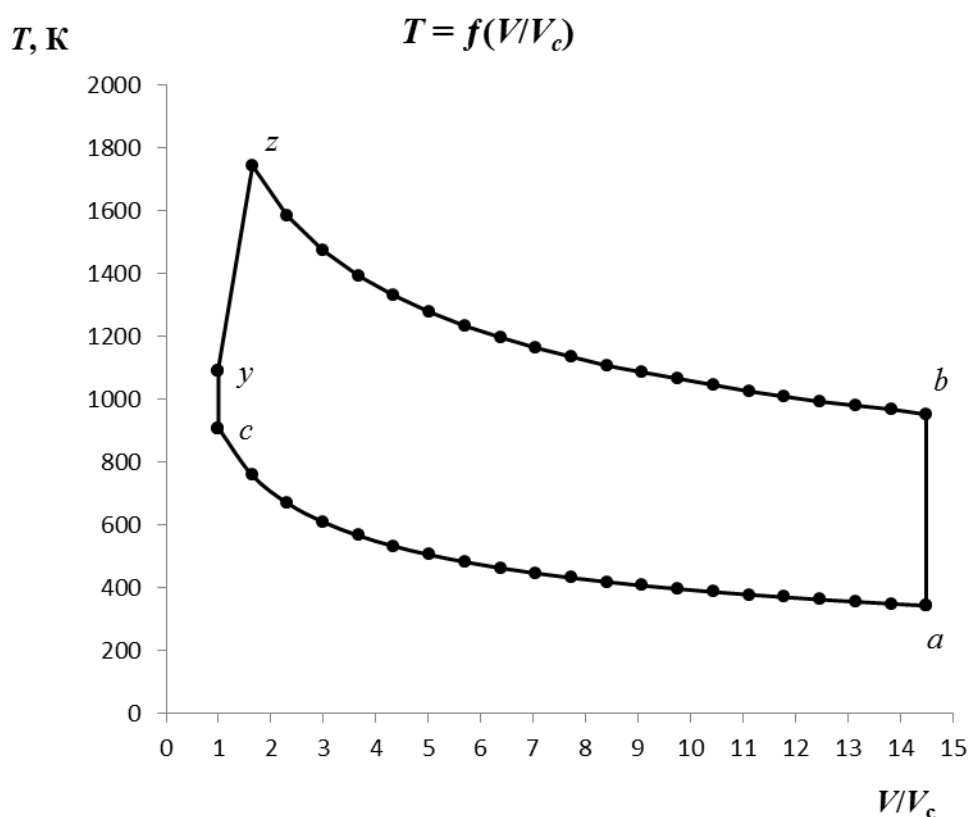


Рисунок 2.2 – Теоретична індикаторна діаграма суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) у координатах $T-V/V_c$

За одержаними результатами наведеними у табл. 2.2 аналітичним шляхом будується теоретична індикаторна діаграма у системі координат $T-S$ суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK). Для розрахунку величини ентропії застосуємо рівняння типу:

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

де c_p – ізобарна теплоємність суміші газів у циліндрі; R – газова стала; T_0, P_0 – відповідно, температура й тиск навколишнього середовища.

Тому для процесу стиснення буде – $S = \left[c_{pi} \cdot \ln \left(\frac{T_{сжс}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{P_{сжс}}{P_0} \right) \right]$, а

для розширення – $S = \left[c_{pi} \cdot \ln \left(\frac{T_{раси}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{P_{раси}}{P_0} \right) \right]$.

Теоретична індикаторна діаграма у T – S суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) представлена на рис. 2.3.

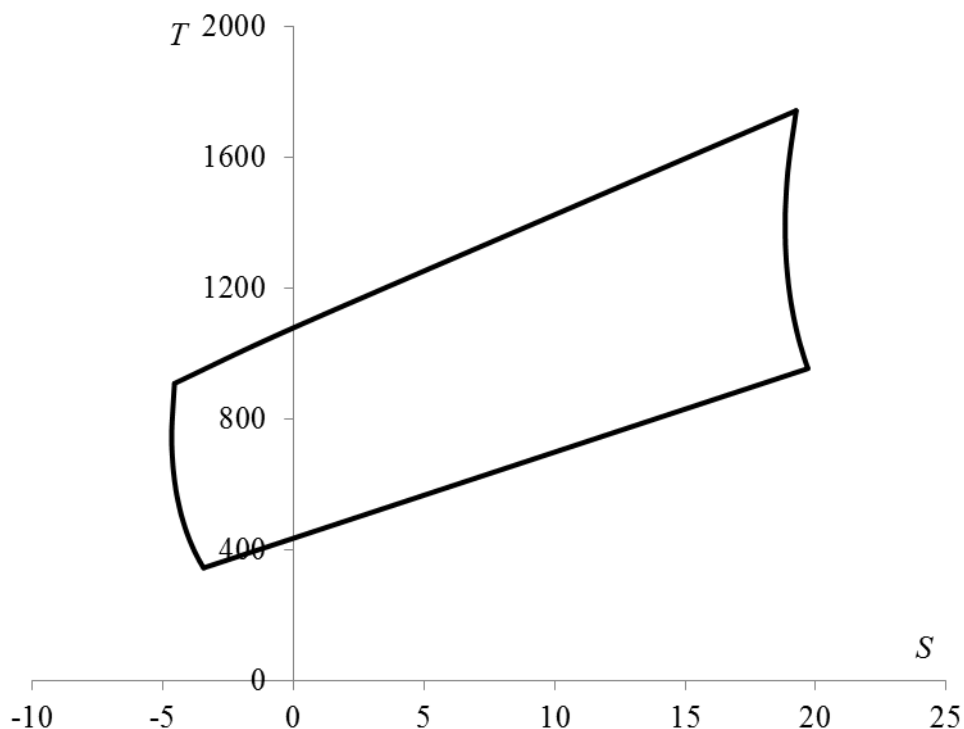


Рисунок 2.3 – Теоретична індикаторна діаграма у T – S координатах суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

2.2. Розрахунок кінематики та динаміки. Побудова графіків зміни сил, діючих на КШМ суднового дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

Переміщення поршня дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) при повороті кривошипа на кут φ розраховується як сума його переміщення в залежності від повороту коліна (S_I) на кут φ та від відхилення шатуна (S_{II}) на кут $-\beta$:

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

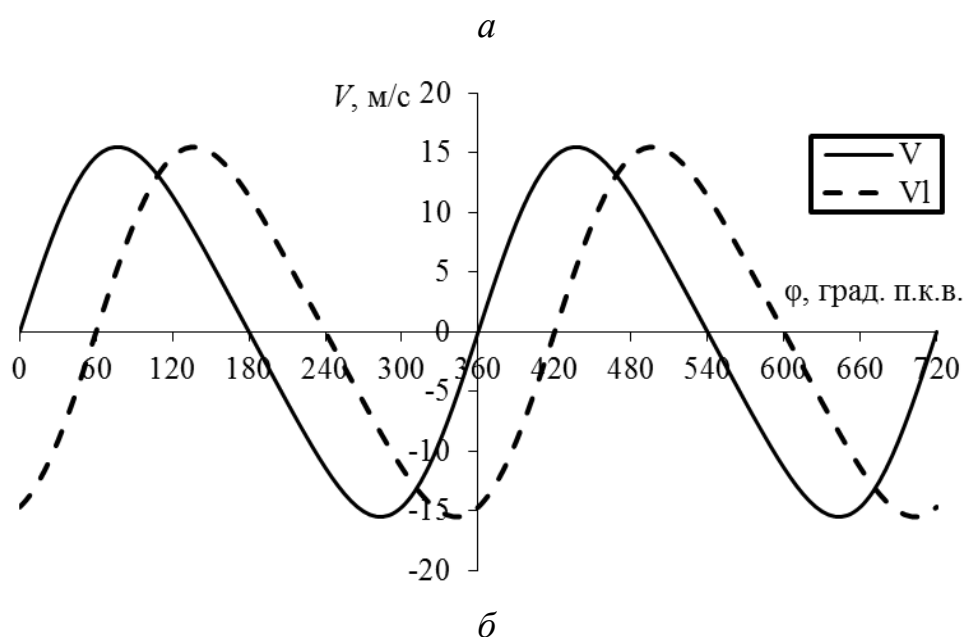
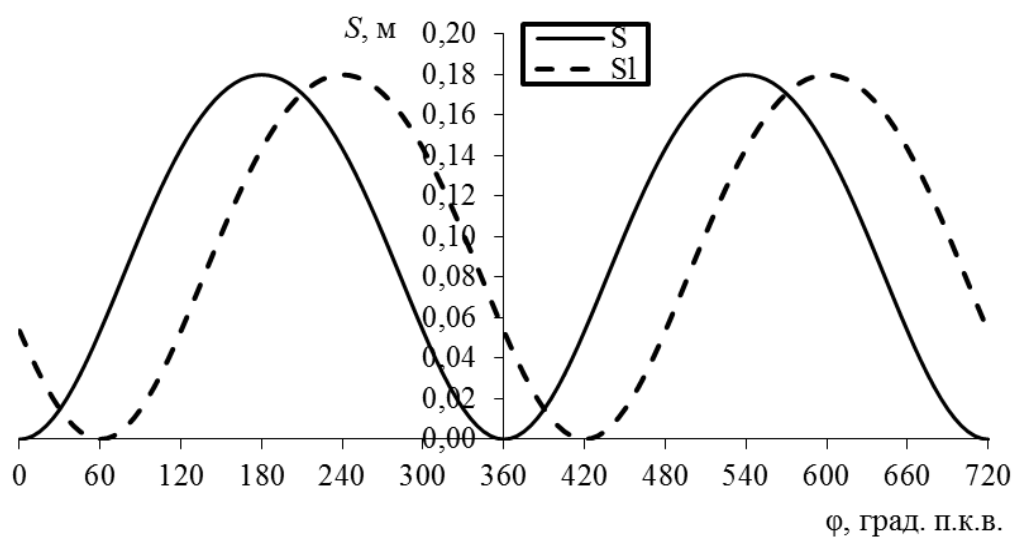
Швидкість поршня дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) визначається, як перша похідна за часом від переміщення:

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

Прискорення поршня дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) розраховується, як похідна за часом від швидкості:

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

Залежності переміщення, швидкості й прискорення поршня від кута повороту колінчастого валу φ суднового V-подібного дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) наведено на рис. 2.4, а координати у табл. 2.7

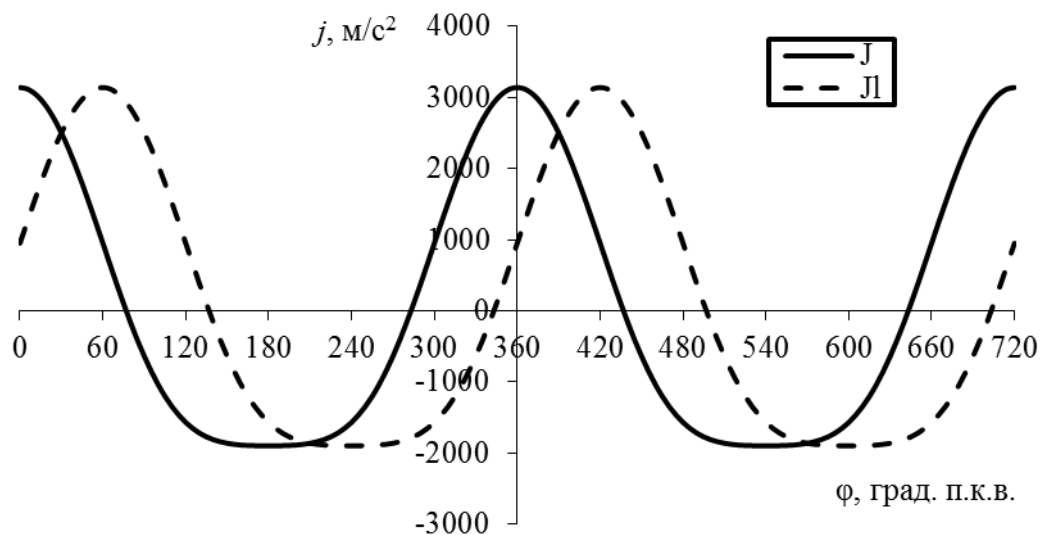


Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.06.02.ПЗ

Аркуш

28



в

Рисунок 2.4 – Діаграми кінематики суднового V-подібного дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK): а – переміщення; б – швидкість; в – прискорення

Таблиця 2.7 – Результати розрахунку координат точок залежностей переміщення, швидкості та прискорення поршня V-подібного дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

φ°	φ_l°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$	$S_l, \text{ м}$	$V_l, \text{ м/с}$	$j_l, \text{ м/с}^2$
0	-60	0,000	0,000	3140,764	0,053	-14,692	950,076
5	-55	0,000	1,636	3122,165	0,046	-14,122	1237,601
10	-50	0,002	3,252	3066,666	0,039	-13,403	1519,739
15	-45	0,004	4,830	2975,162	0,032	-12,539	1791,752
20	-40	0,007	6,351	2849,135	0,026	-11,537	2049,035
25	-35	0,010	7,798	2690,643	0,020	-10,405	2287,224
30	-30	0,015	9,154	2502,296	0,015	-9,154	2502,296
35	-25	0,020	10,405	2287,224	0,010	-7,798	2690,643
40	-20	0,026	11,537	2049,035	0,007	-6,351	2849,135
45	-15	0,032	12,539	1791,752	0,004	-4,830	2975,162
50	-10	0,039	13,403	1519,739	0,002	-3,252	3066,666
55	-5	0,046	14,122	1237,601	0,000	-1,636	3122,165
60	0	0,053	14,692	950,076	0,000	0,000	3140,764
65	5	0,061	15,112	661,904	0,000	1,636	3122,165
70	10	0,069	15,382	377,689	0,002	3,252	3066,666
75	15	0,077	15,505	101,760	0,004	4,830	2975,162
80	20	0,085	15,488	-161,969	0,007	6,351	2849,135
85	25	0,093	15,337	-410,120	0,010	7,798	2690,643
90	30	0,101	15,061	-639,951	0,015	9,154	2502,296
95	35	0,109	14,670	-849,422	0,020	10,405	2287,224
100	40	0,117	14,176	-1037,229	0,026	11,537	2049,035
105	45	0,124	13,589	-1202,797	0,032	12,539	1791,752
110	50	0,131	12,923	-1346,237	0,039	13,403	1519,739
115	55	0,137	12,187	-1468,271	0,046	14,122	1237,601
120	60	0,143	11,393	-1570,135	0,053	14,692	950,076
125	65	0,149	10,552	-1653,467	0,061	15,112	661,904
130	70	0,154	9,671	-1720,183	0,069	15,382	377,689

135	75	0,159	8,760	-1772,365	0,077	15,505	101,760
140	80	0,164	7,825	-1812,153	0,085	15,488	-161,969
145	85	0,167	6,872	-1841,649	0,093	15,337	-410,120
150	90	0,171	5,906	-1862,838	0,101	15,061	-639,951
155	95	0,174	4,932	-1877,531	0,109	14,670	-849,422
160	100	0,176	3,951	-1887,313	0,117	14,176	-1037,229
165	105	0,178	2,966	-1893,513	0,124	13,589	-1202,797
170	110	0,179	1,978	-1897,182	0,131	12,923	-1346,237
175	115	0,180	0,989	-1899,078	0,137	12,187	-1468,271
180	120	0,180	0,000	-1899,659	0,143	11,393	-1570,135
185	125	0,180	-0,989	-1899,078	0,149	10,552	-1653,467
190	130	0,179	-1,978	-1897,182	0,154	9,671	-1720,183
195	135	0,178	-2,966	-1893,513	0,159	8,760	-1772,365
200	140	0,176	-3,951	-1887,313	0,164	7,825	-1812,153
205	145	0,174	-4,932	-1877,531	0,167	6,872	-1841,649
210	150	0,171	-5,906	-1862,838	0,171	5,906	-1862,838
215	155	0,167	-6,872	-1841,649	0,174	4,932	-1877,531
220	160	0,164	-7,825	-1812,153	0,176	3,951	-1887,313
225	165	0,159	-8,760	-1772,365	0,178	2,966	-1893,513
230	170	0,154	-9,671	-1720,183	0,179	1,978	-1897,182
235	175	0,149	-10,552	-1653,467	0,180	0,989	-1899,078
240	180	0,143	-11,393	-1570,135	0,180	0,000	-1899,659
245	185	0,137	-12,187	-1468,271	0,180	-0,989	-1899,078
250	190	0,131	-12,923	-1346,237	0,179	-1,978	-1897,182
255	195	0,124	-13,589	-1202,797	0,178	-2,966	-1893,513
260	200	0,117	-14,176	-1037,229	0,176	-3,951	-1887,313
265	205	0,109	-14,670	-849,422	0,174	-4,932	-1877,531
270	210	0,101	-15,061	-639,951	0,171	-5,906	-1862,838
275	215	0,093	-15,337	-410,120	0,167	-6,872	-1841,649
280	220	0,085	-15,488	-161,969	0,164	-7,825	-1812,153
285	225	0,077	-15,505	101,760	0,159	-8,760	-1772,365
290	230	0,069	-15,382	377,689	0,154	-9,671	-1720,183
295	235	0,061	-15,112	661,904	0,149	-10,552	-1653,467
300	240	0,053	-14,692	950,076	0,143	-11,393	-1570,135
305	245	0,046	-14,122	1237,601	0,137	-12,187	-1468,271
310	250	0,039	-13,403	1519,739	0,131	-12,923	-1346,237
315	255	0,032	-12,539	1791,752	0,124	-13,589	-1202,797
320	260	0,026	-11,537	2049,035	0,117	-14,176	-1037,229
325	265	0,020	-10,405	2287,224	0,109	-14,670	-849,422
330	270	0,015	-9,154	2502,296	0,101	-15,061	-639,951
335	275	0,010	-7,798	2690,643	0,093	-15,337	-410,120
340	280	0,007	-6,351	2849,135	0,085	-15,488	-161,969
345	285	0,004	-4,830	2975,162	0,077	-15,505	101,760
350	290	0,002	-3,252	3066,666	0,069	-15,382	377,689
355	295	0,000	-1,636	3122,165	0,061	-15,112	661,904
360	300	0,000	0,000	3140,764	0,053	-14,692	950,076
365	305	0,000	1,636	3122,165	0,046	-14,122	1237,601
370	310	0,002	3,252	3066,666	0,039	-13,403	1519,739
375	315	0,004	4,830	2975,162	0,032	-12,539	1791,752
380	320	0,007	6,351	2849,135	0,026	-11,537	2049,035
385	325	0,010	7,798	2690,643	0,020	-10,405	2287,224
390	330	0,015	9,154	2502,296	0,015	-9,154	2502,296
395	335	0,020	10,405	2287,224	0,010	-7,798	2690,643
400	340	0,026	11,537	2049,035	0,007	-6,351	2849,135
405	345	0,032	12,539	1791,752	0,004	-4,830	2975,162
410	350	0,039	13,403	1519,739	0,002	-3,252	3066,666
415	355	0,046	14,122	1237,601	0,000	-1,636	3122,165
420	360	0,053	14,692	950,076	0,000	0,000	3140,764
425	365	0,061	15,112	661,904	0,000	1,636	3122,165
430	370	0,069	15,382	377,689	0,002	3,252	3066,666

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.06.02.ПЗ

Аркуш

30

435	375	0,077	15,505	101,760	0,004	4,830	2975,162
440	380	0,085	15,488	-161,969	0,007	6,351	2849,135
445	385	0,093	15,337	-410,120	0,010	7,798	2690,643
450	390	0,101	15,061	-639,951	0,015	9,154	2502,296
455	395	0,109	14,670	-849,422	0,020	10,405	2287,224
460	400	0,117	14,176	-1037,229	0,026	11,537	2049,035
465	405	0,124	13,589	-1202,797	0,032	12,539	1791,752
470	410	0,131	12,923	-1346,237	0,039	13,403	1519,739
475	415	0,137	12,187	-1468,271	0,046	14,122	1237,601
480	420	0,143	11,393	-1570,135	0,053	14,692	950,076
485	425	0,149	10,552	-1653,467	0,061	15,112	661,904
490	430	0,154	9,671	-1720,183	0,069	15,382	377,689
495	435	0,159	8,760	-1772,365	0,077	15,505	101,760
500	440	0,164	7,825	-1812,153	0,085	15,488	-161,969
505	445	0,167	6,872	-1841,649	0,093	15,337	-410,120
510	450	0,171	5,906	-1862,838	0,101	15,061	-639,951
515	455	0,174	4,932	-1877,531	0,109	14,670	-849,422
520	460	0,176	3,951	-1887,313	0,117	14,176	-1037,229
525	465	0,178	2,966	-1893,513	0,124	13,589	-1202,797
530	470	0,179	1,978	-1897,182	0,131	12,923	-1346,237
535	475	0,180	0,989	-1899,078	0,137	12,187	-1468,271
540	480	0,180	0,000	-1899,659	0,143	11,393	-1570,135
545	485	0,180	-0,989	-1899,078	0,149	10,552	-1653,467
550	490	0,179	-1,978	-1897,182	0,154	9,671	-1720,183
555	495	0,178	-2,966	-1893,513	0,159	8,760	-1772,365
560	500	0,176	-3,951	-1887,313	0,164	7,825	-1812,153
565	505	0,174	-4,932	-1877,531	0,167	6,872	-1841,649
570	510	0,171	-5,906	-1862,838	0,171	5,906	-1862,838
575	515	0,167	-6,872	-1841,649	0,174	4,932	-1877,531
580	520	0,164	-7,825	-1812,153	0,176	3,951	-1887,313
585	525	0,159	-8,760	-1772,365	0,178	2,966	-1893,513
590	530	0,154	-9,671	-1720,183	0,179	1,978	-1897,182
595	535	0,149	-10,552	-1653,467	0,180	0,989	-1899,078
600	540	0,143	-11,393	-1570,135	0,180	0,000	-1899,659
605	545	0,137	-12,187	-1468,271	0,180	-0,989	-1899,078
610	550	0,131	-12,923	-1346,237	0,179	-1,978	-1897,182
615	555	0,124	-13,589	-1202,797	0,178	-2,966	-1893,513
620	560	0,117	-14,176	-1037,229	0,176	-3,951	-1887,313
625	565	0,109	-14,670	-849,422	0,174	-4,932	-1877,531
630	570	0,101	-15,061	-639,951	0,171	-5,906	-1862,838
635	575	0,093	-15,337	-410,120	0,167	-6,872	-1841,649
640	580	0,085	-15,488	-161,969	0,164	-7,825	-1812,153
645	585	0,077	-15,505	101,760	0,159	-8,760	-1772,365
650	590	0,069	-15,382	377,689	0,154	-9,671	-1720,183
655	595	0,061	-15,112	661,904	0,149	-10,552	-1653,467
660	600	0,053	-14,692	950,076	0,143	-11,393	-1570,135
665	605	0,046	-14,122	1237,601	0,137	-12,187	-1468,271
670	610	0,039	-13,403	1519,739	0,131	-12,923	-1346,237
675	615	0,032	-12,539	1791,752	0,124	-13,589	-1202,797
680	620	0,026	-11,537	2049,035	0,117	-14,176	-1037,229
685	625	0,020	-10,405	2287,224	0,109	-14,670	-849,422
690	630	0,015	-9,154	2502,296	0,101	-15,061	-639,951
695	635	0,010	-7,798	2690,643	0,093	-15,337	-410,120
700	640	0,007	-6,351	2849,135	0,085	-15,488	-161,969
705	645	0,004	-4,830	2975,162	0,077	-15,505	101,760
710	650	0,002	-3,252	3066,666	0,069	-15,382	377,689
715	655	0,000	-1,636	3122,165	0,061	-15,112	661,904
720	660	0,000	0,000	3140,764	0,053	-14,692	950,076

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.06.02.ПЗ

Аркуш

31

При виконанні динамічного аналізу КШМ суднового V-подібного дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) сили P_z та P_j , які мають загальну точку свого прикладання й єдину лінію дії, зазвичай замінюють сумарною силою (P_Σ), що фактично є алгебраїчною сумою: $P_\Sigma = P_z + P_j$.

При здійсненні аналізу динаміки V-подібного дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) та особливо при здійсненні його врівноваженості, з врахуванням залежності прискорення поршня j поданої вище від кута φ п.к.в. силу інерції P_j досить зручно та легко представляти, як певну суму двох гармонійних функцій, що відрізняються одна від одної лише амплітудою і швидкістю змінення аргументу. Так такі функції прийнято називати – силами інерції першого – P_{jI} та другого P_{jII} порядків:

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

де $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

Співвідношення між силовими факторами поданими на рис. 2.5, що навантажують елементи КШМ дизеля 12ЧН 17/18, з урахуванням його геометрії й характеру діючих сил: $N = P_\Sigma \cdot \operatorname{tg} \beta$, Н; $Q = P_\Sigma \cdot \frac{1}{\cos \beta}$, Н; $Z = P_\Sigma \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$, Н;

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

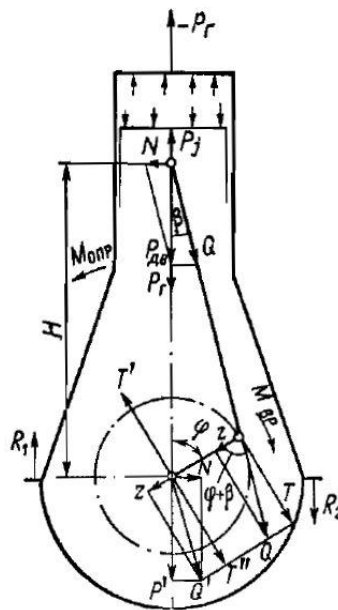


Рисунок 2.5 – Динамічні сили, які діють на деталі КШМ двигуна

Результати виконаних у розділі розрахунків сил від тиску газів двигуна, інерції, рушійної, радіальної, бічної та тангенціальної суднового V-подібного дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) представлено у табл. 2.8, а графічні залежності цих сил – рис. 2.6 та 2.7.

Таблиця 2.8 – Результати визначення сил від тиску газів двигуна, інерції, рушійної, радіальної, бічної та тангенціальної суднового V-подібного дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

φ°	φ_l°	P_r, H	P_j, H	P_{dv}, H	N, H	Z, H	T, H	P_{dvl}	N_l	Z_l	T_l	Z_Σ	T_Σ
0	-60	5810,5	-56533,8	-52993,0	0,0	-52993,0	0,0	-17101,369	3760,69516	-5293,8268	16690,5673	-58286,8	16690,6
5	-55	5810,5	-56199,0	-52658,2	-1138,5	-52358,6	-5723,6	-22276,82	4621,90684	-8991,4144	20899,1193	-61350,0	15175,5
10	-50	5810,5	-55200,0	-51659,2	-2226,8	-50487,7	-11163,5	-27355,3	5293,33458	-13528,718	24357,8655	-64016,4	13194,4
15	-45	5810,5	-53552,9	-50012,1	-3216,8	-47475,4	-16051,3	-32251,541	5744,73094	-18743,145	26867,4213	-66218,6	10816,2
20	-40	5810,5	-51284,4	-47743,7	-4064,3	-43474,3	-20148,5	-36882,627	5955,66809	-24425,502	28270,002	-67899,8	8121,5
25	-35	5810,5	-48431,6	-44890,8	-4731,0	-38685,5	-23259,4	-41170,03	5916,47496	-30330,964	28460,6518	-69016,4	5201,2
30	-30	5810,5	-45041,3	-41500,5	-5186,1	-33347,5	-25241,6	-45041,326	5628,56444	-36192,65	27395,1427	-69540,1	2153,6
35	-25	5810,5	-41170,0	-37629,2	-5407,6	-27722,4	-26012,9	-48431,581	5104,19373	-41736,794	25094,0413	-69459,2	-918,9
40	-20	5810,5	-36882,6	-33341,8	-5383,9	-22080,6	-25556,0	-51284,438	4365,7303	-46698,44	21642,7555	-68779,1	-3913,3
45	-15	5810,5	-32251,5	-28710,8	-5114,0	-16685,4	-23917,7	-53552,916	3444,51062	-50836,64	17187,6564	-67522,0	-6730,1
50	-10	5810,5	-27355,3	-23814,5	-4608,2	-11777,6	-21205,1	-55199,988	2379,38096	-53948,201	11928,6101	-65725,8	-9276,4
55	-5	5810,5	-22276,8	-18736,0	-3887,3	-7562,3	-17577,3	-52658,182	1138,45279	-52358,579	5723,58363	-59920,9	-11853,7
60	0	5810,5	-17101,4	-13560,6	-2982,1	-4197,8	-13234,8	-52992,969	0	-52992,969	0	-57190,7	-13234,8
65	5	5810,5	-11914,3	-8373,5	-1931,5	-1788,3	-8405,2	-52658,182	-1138,4528	-52358,579	-5723,5836	-54146,9	-14128,8
70	10	5810,5	-6798,4	-3257,6	-780,7	-380,6	-3328,2	-51659,203	-2226,7564	-50487,712	-11163,453	-50868,3	-14491,6
75	15	5810,5	-1831,7	1709,1	421,7	35,0	1760,0	-50012,132	-3216,7682	-47475,449	-16051,252	-47440,4	-14291,2
80	20	5810,5	2915,4	6456,2	1626,1	-480,2	6640,5	-47743,654	-4064,3112	-43474,283	-20148,494	-43954,5	-13508,0
85	25	5810,5	7382,2	10922,9	2784,9	-1822,3	11124,1	-44890,797	-4731,0312	-38685,458	-23259,441	-40507,8	-12135,3
90	30	5810,5	11519,1	15059,9	3855,3	-3855,3	15059,9	-41500,541	-5186,0922	-33347,477	-25241,558	-37202,8	-10181,7
95	35	5810,5	15289,6	18830,4	4801,0	-6423,9	18340,3	-37629,246	-5407,6348	-27722,382	-26012,924	-34146,3	-7672,6
100	40	5810,5	18670,1	22210,9	5594,0	-9365,9	20902,1	-33341,842	-5383,9155	-22080,619	-25556,042	-31446,5	-4654,0
105	45	5810,5	21650,3	25191,1	6215,5	-12523,7	22724,1	-28710,756	-5114,0369	-16685,4	-23917,74	-29209,1	-1193,7
110	50	5810,5	24232,3	27773,0	6655,6	-15753,1	23821,8	-23814,515	-4608,1819	-11777,603	-21205,059	-27530,8	2616,7
115	55	5810,5	26428,9	29969,7	6913,0	-18931,0	24240,2	-18736,035	-3887,2788	-7562,2759	-17577,313	-26493,3	6662,9
120	60	5810,5	28262,4	31803,2	6993,7	-21958,4	24045,5	-13560,584	-2982,055	-4197,7566	-13234,838	-26156,1	10810,7
125	65	5810,5	29762,4	33303,2	6909,6	-24761,9	23317,2	-8373,4842	-1931,4811	-1788,271	-8405,2331	-26550,2	14911,9
130	70	5810,5	30963,3	34504,1	6676,6	-27293,4	22140,0	-3257,623	-780,66334	-380,58911	-3328,1669	-27674,0	18811,8
135	75	5810,5	31902,6	35443,4	6313,3	-29526,4	20598,1	1709,09711	421,691454	35,0242174	1760,00282	-29491,4	22358,1
140	80	5810,5	32618,8	36159,5	5838,9	-31453,0	18770,0	6456,22044	1626,0601	-480,24568	6640,49832	-31933,2	25410,5
145	85	5810,5	33149,7	36690,5	5272,7	-33079,4	16725,6	10922,943	2784,91081	-1822,3162	11124,0989	-34901,7	27849,7
150	90	5810,5	33531,1	37071,9	4632,7	-34421,5	14523,9	15059,897	3855,2937	-3855,2937	15059,897	-38276,8	29583,8
155	95	5810,5	33795,6	37336,3	3934,9	-35501,2	12212,8	18830,3755	4800,98781	-6423,894	18340,2866	-41925,1	30553,1
160	100	5810,5	33971,6	37512,4	3193,3	-36342,3	9829,2	22210,9051	5594,02624	-9365,9236	20902,0791	-45708,3	30731,3
165	105	5810,5	34083,2	37624,0	2420,0	-36968,3	7400,3	25191,1312	6215,49511	-12523,652	22724,0757	-49492,0	30124,4
170	110	5810,5	34149,3	37690,1	1624,6	-37399,6	4944,9	27773,0482	6655,5892	-15753,15	23821,7828	-53152,7	28766,7
175	115	5810,5	34183,4	37724,2	815,6	-37651,7	2475,4	29969,6619	6912,99268	-18931,026	24240,181	-56582,7	26715,6
180	120	5810,5	34193,9	37734,6	0,0	-37734,6	0,0	31803,2224	6993,72238	-21958,352	24045,5374	-59693,0	24045,5
185	125	5707,4	34183,4	37621,1	-813,4	-37548,8	-2468,6	33303,1858	6909,61386	-24761,947	23317,181	-62310,7	20848,5
190	130	5738,7	34149,3	37618,2	-1621,5	-37328,3	-4935,4	34504,0699	6676,64349	-27293,394	22139,9873	-64621,7	17204,5

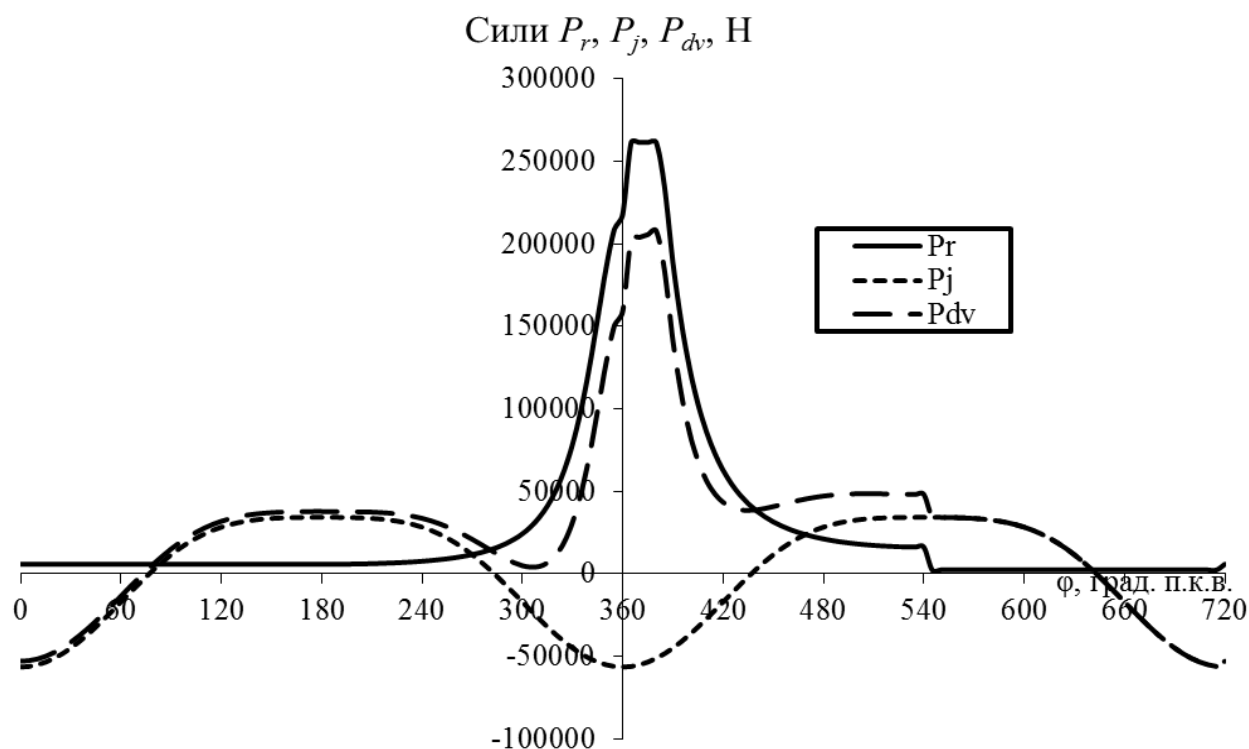


Рисунок 2.6 – Залежність сили тиску газів P_r , сили інерції P_j та рушійної сили P_{dv} від кута повороту колінчастого валу φ одного циліндру V-подібного дизеля 12CH 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

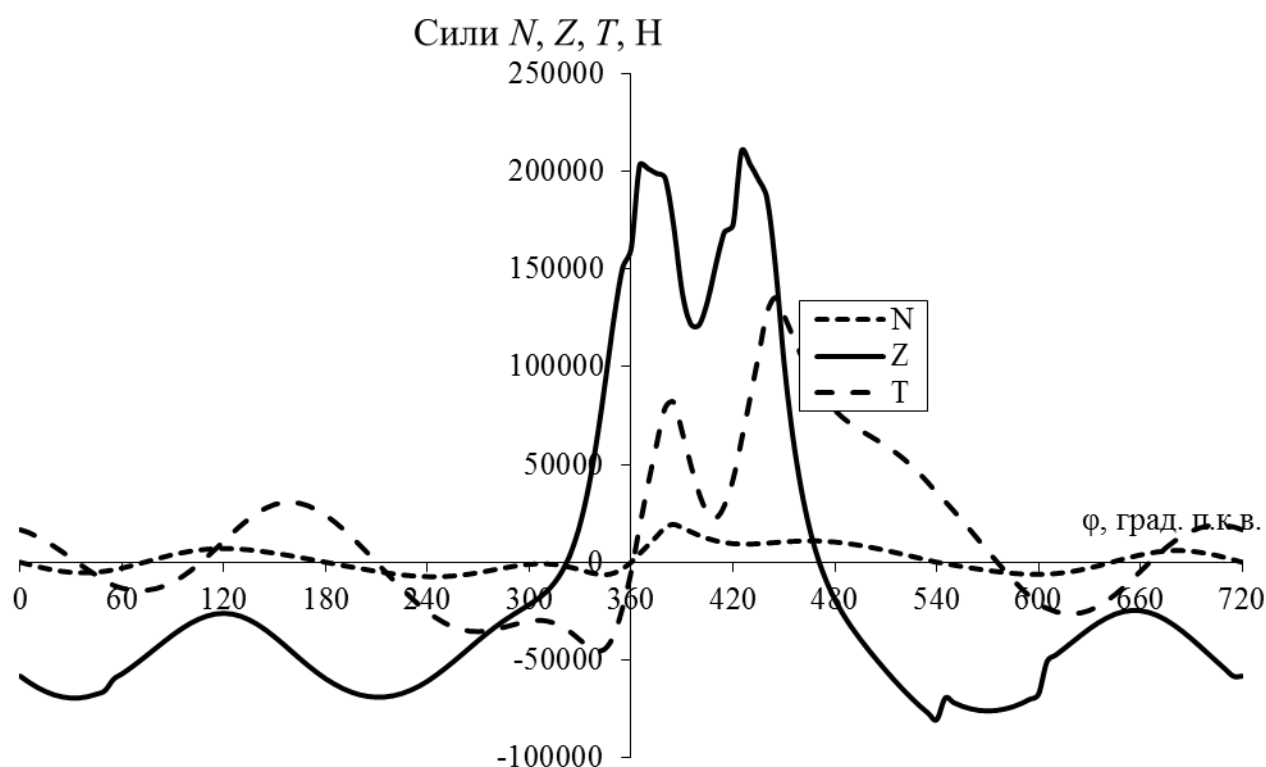


Рисунок 2.7 – Залежність бічної сил N від кута повороту колінчастого валу φ , а також радіальної Z й тангенціальної T від пари циліндрів V-подібного дизеля 12CH 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.06.02.ПЗ

Аркуш

36

Пара сил – T і T' на плечі кривошипу r (рис. 2.5) утворює крутний момент $M_{кр}$ двигуна, що потім передається споживачеві та відповідно здійснює корисну роботу: $M_{кр} = P_{дв} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot (l_{ш} \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \varphi) = P_{дв} \cdot r \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = M_{опр}$, Н·м.

Середні значення $T_{сум.сер}$ (або T_{Σ}) та $M_{кр}$ розраховуються за відповідною формулами:

$$T_{сум.сер} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3 - \Delta\varphi} \frac{T_{сум.\varphi} \cdot \Delta\varphi}{\varphi_3}, \text{ Н}; \quad M_{кр.сер} = T_{сум.сер} \cdot r, \text{ Н·м.}$$

де $\varphi_3 = 120^\circ$ кут заклинювання кривошипів V-подібного дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK).

Результати розрахунків сумарної дотичної сили суднового V-подібного дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) представлено на рис. 2.8 та табл. 2.9.

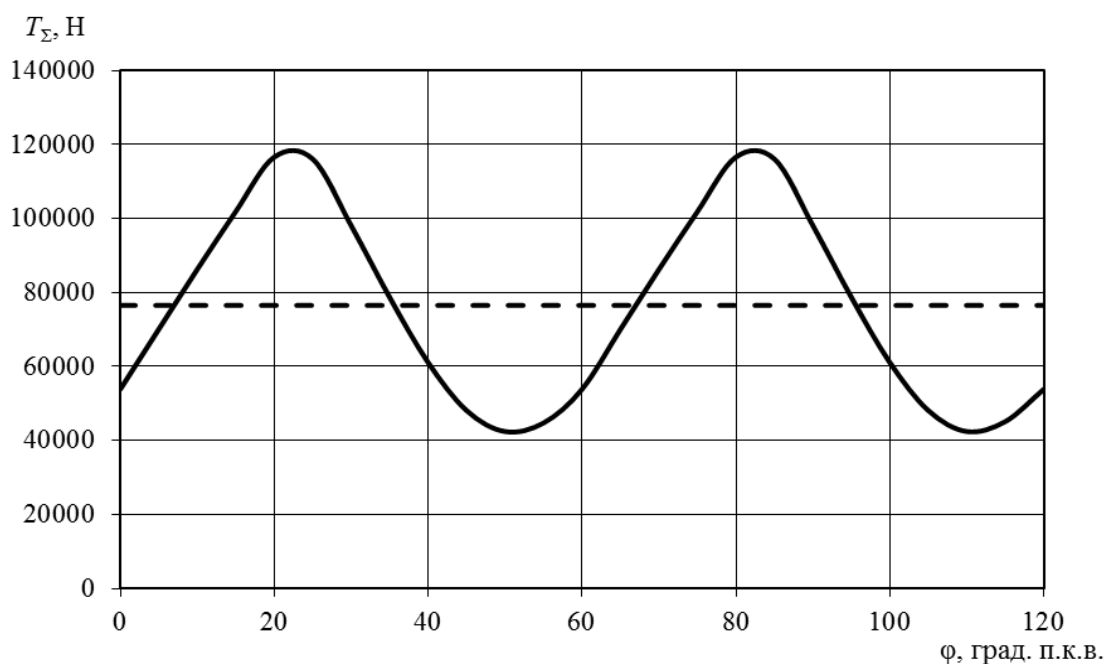


Рисунок 2.8 – Сумарна дотична сила T_{Σ} дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

Таблиця 2.9 – Результати визначення сумарної дотичної сили суднового V-подібного дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

Кут, φ°	Значення $T(\varphi)$ по куту ПКВ, Н					
	1-й кривошип	2-й кривошип	3-й кривошип	4-й кривошип	5-й кривошип	6-й кривошип
0	16690,6	10810,7	-25382,74	-4760,81	77867,7	-21368,44796
5	15175,5	14911,9	-28482,77	18313,27	73784,1	-23619,36732
10	13194,4	18811,8	-31067,05	40142,99	70445,1	-25265,07077

15	10816,2	22358,1	-33081,51	60456,89	67592,1	-26233,91435
20	8121,5	25410,5	-34491,41	79061,36	64983,3	-26471,39994
25	5201,2	27849,7	-35287,88	81880,69	62406,4	-25946,27475
30	2153,6	29583,8	-35493,76	66811,43	59686,4	-24655,8434
35	-918,9	30553,1	-35167,87	50172,59	56689,2	-22629,63708
40	-3913,3	30731,3	-34406,98	35251,10	53323,1	-19930,70855
45	-6730,1	30124,4	-33344,93	25155,87	49535,7	-16654,09399
50	-9276,4	28766,7	-32148,70	22693,29	45309,3	-12922,36932
55	-11853,7	26715,6	-31011,59	29103,84	40654,8	-8878,662418
60	-13234,8	24045,5	-30143,55	42263,20	35604,5	-4677,880689
65	-14128,8	20848,5	-29758,68	62480,95	31117,9	-477,1902076
70	-14491,6	17204,5	-30058,68	83686,52	26348,3	3573,120699
75	-14291,2	13201,5	-31209,21	105503,61	21365,7	7337,368839
80	-13508,0	8926,1	-33302,16	127556,74	16241,2	10700,05914
85	-12135,3	4462,0	-36291,52	135454,72	11045,1	13568,99565
90	-10181,7	-109,9	-39884,35	126538,35	5847,1	15876,0304
95	-7672,6	-4710,6	-43371,48	116160,56	716,8	17575,93378
100	-4654,0	-9262,1	-45422,78	106024,75	-4275,4	18644,10529
105	-1193,7	-13685,5	-44010,53	96959,61	-9056,9	19073,90102
110	2616,7	-17901,0	-36883,06	89266,85	-13552,0	18874,23739
115	6662,9	-21827,1	-23059,05	82952,94	-17682,4	18067,88564
120	10810,7	-25382,7	-4760,81	77867,66	-21368,4	16690,56727

2.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок робочого циклу суднового V-подібного дизеля 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK), побудовано його індикаторні діаграми у координатах $p-V/V_c$, $T-V/V_c$ та $T-S$.

Виконано розрахунок кінематики та динаміки дизеля 12ЧН 17/18 (S12R-MTK). Побудовано графіки зміни сил, діючих на його КШМ (сил від тиску газів, рушійної, бічної, інерції, радіальної та тангенціальної).

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ПОРШНЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

3.1. Аналіз особливостей роботи поршнів та матеріалів, що застосовують для їх виготовлення

До деталей поршневої групи у тронкових двигунах відносяться безпосередньо поршень, поршковий палець з елементами кріплення (стопорні кільця, сферичні заглушки тощо), поршневі (компресійні та маслоснімні) кільця. До деталей поршневої групи у крейцкопфних двигунах відносяться також безпосередньо поршень, поршкові (компресійні та маслоснімні) кільця та поршковий шток, який з'єднує поршень з поперечиною крейцкопфу.

Поршень двигуна сприймає силу від тиску газів, що виникає при згорянні і передає її через шатун до колінчастого валу. У тронкових двигунах поршень виконує роль повзуна, що передає нормальну силу до поверхні втулки, а у разі двотактного двигуна ще керує газообміном. Механічні навантаження поршня від дії сил тиску газів у циліндрі і сил інерції спричиняють виникнення напруження в матеріалі та деформацію самого поршня. Причому високі питомі тиски на поверхнях деталей, що сполучні з поршнем, порушують його геометрію, що, спричиняє, посилення тертя та зношування під час руху. Теплове навантаження на поршень від дії досить гарячих газів та тертя спричиняє нагрів і розширення, а перепади температур – термічні напруження. Залежно від двигуна та типу кривошипно-шатунного механізму, тактності дизеля, ступеня його форсування поршні роблять цільними або складовими, охолоджуваними (примусове) або не охолоджуваними.

Матеріал, призначений для виготовлення поршнів, повинен володіти високими механічними якостями і зберігати їх за підвищених температур, мати хороші антифрикційні властивості і добре заповнювати ливарну форму.

Під час конструювання швидкохідних двигунів висувуються додаткові вимоги, пов'язані зі зменшенням ваги поршня, високою теплопровідністю металу і малим лінійним коефіцієнтом розширення. Широкий комплекс вимог призводить до вибору

					КРБ.142.4227см.25.06.03.ПЗ	Аркуш 39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

матеріалів, різних за своїми фізико-механічними властивостями. Однак жоден із матеріалів не задовольняє цим вимогам повністю.

Форма заготовки поршня відтворюється литтям, куванням і штампуванням. Незалежно від способу виробництва і обраного матеріалу процес старіння поршня обов'язковий. Більшості перерахованих вище вимог задовольняє чавун. Характерною особливістю хімічного складу застосовуваних у двигунобудуванні чавунів є сумарний вміст вуглецю і кремнію ($C + Si$) > 45,5 %. Вміст сірки в чавунах намагаються довести до мінімуму (не більше 0,12 %).

У чавунах для тонкостінного лиття складної форми вміст фосфору доводять до 0,7%, незважаючи на те, що наявність великої кількості фосфідної евтектики, за збільшеної концентрації P, навряд чи є бажаною з погляду зростання стійкості чавуну. Проте відливання тонкостінних поршнів вимагає рідинної текучості металу, що досягається за рахунок присадки фосфору. Водночас фосфор сприяє підвищенню зносостійкості поверхонь, що труться. Таким чином, деяке підвищення процентного вмісту фосфору в поршневих чавунах виправдовується. У таблиці 3.1 подано хімічний склад чавунів, що застосовуються для поршневої групи.

Таблиця 3.1 – Хімічний склад чавунів, що застосовуються для поршневої групи

Поршковий чавун	C, %		Si, %	Mn, %	P, %	S, %	Ni, %	Cr, %	V, %
	загальний	зв'язаний							
Нелегований	3,1...3,3	0,7...0,9	1,4...2,0	0,8...1,0	0,3...0,7	≤ 0,12	–	–	–
Легований	3,1...3,3	0,7...1,0	1,2...1,6	0,7...1,0	0,3...0,7	≤ 0,12	0,7...1,2	0,25...0,5	0,1...0,2

Збільшення твердості і зносостійкості чавунних поршнів може бути досягнуто за рахунок легування чавуну хромом; паралельно з цим необхідна присадка нікелю, що сприяє подрібненню структури сплаву. Твердість H_B чавунних поршнів вибирають на 20...30 одиниць за Брінеллем нижчою за твердість втулок.

За підвищеної твердості циліндрової втулки ($H_B > 350$) чавунні поршні піддаються додатковій термічній обробці: нагріву до 820...860 °C, загартуванню в маслі, відпуском за температури 350...400 °C з витримкою протягом 2 годин і подальшому охолодженню на повітрі. Цей режим забезпечує поршням твердість у межах

320...400 одиниць за Брінелем. У таблиці 3.2 подано фізико-механічні властивості чавунів, що застосовуються для виготовлення поршнів двигунів.

Таблиця 3.2 – Фізико-механічні властивості чавунів, що застосовуються для виготовлення поршнів двигунів

Марка чавуну	Межа міцності при розтягванні, кг/мм ²	Межа міцності при вигині, кг/мм ²	Стріла прогину в мм при відстані між опорами		Межа міцності при стисненні, кг/мм ²	Твердість за Брінелем
			600 мм	300 мм		
СЧ 24–44	24	44	9	3	85	170...241
СЧ 28–48	28	48	9	3	100	170...241
СЧ 35–56	35	56	9	3	120	197...248

Поршні виготовляються з чавунів марок СЧ24–44 і СЧ28–48. Подальше підвищення показників міцності чавуну йде по лінії їхньої модифікації; для поршнів представляє інтерес марка СЧ 35–56. У таблиці 3.2 наведено характеристики чавуну за нормальної температури. У двигуні, однак, умови роботи поршнів визначаються значно вищими температурами. Температура неохолоджуваного днища чавунного поршня доходить до 400...430 °С. У зв'язку з цим під час проектування поршнів необхідно врахувати зміну фізико-механічних властивостей чавуну залежно від температурних умов. З підвищенням температури твердість чавуну змінюється майже так само, як і властивості міцності. За 100...200 °С спостерігається деяке падіння твердості, потім до 300...400 °С – зростання твердості до колишньої величини і від 400...450 °С різке падіння (рис. 3.1).

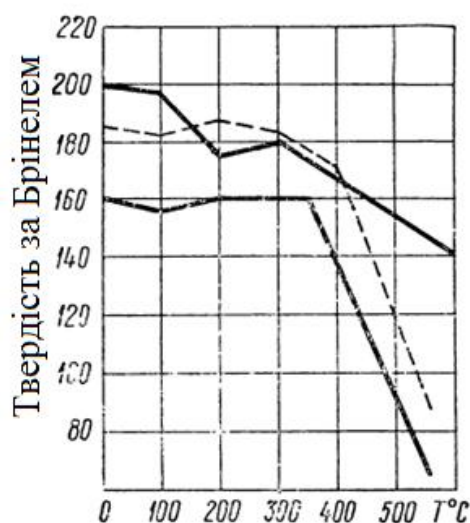


Рисунок 3.1 – Вплив температури на твердість чавуну

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.06.03.ПЗ

Аркуш

41

Для сортів чавуну, близьких до марок СЧ 24–44 і СЧ28–48, межа міцності майже не змінюється до температури 400 °С, а потім різко падає (3.2).

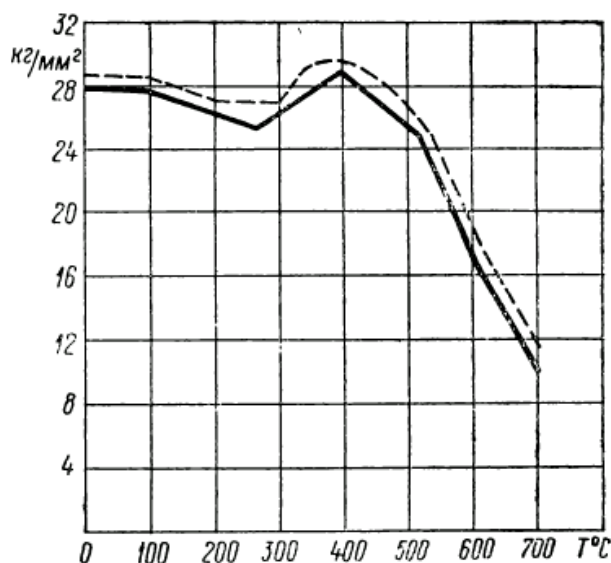


Рисунок 3.2 – Вплив температури на межу міцності чавуну

Численні дослідження механічних властивостей чавуну за різних температур зразків показують, що від нормальної температури до 150...200 °С спостерігається падіння міцнісних властивостей на 10...15 %. Далі настає підйом, і при 300 °С властивості міцності досягають величин, що відповідають нормальній температурі. З подальшим підвищенням температури механічні показники залишаються на колишньому рівні, але від 400...430 °С починається їх різке падіння. За температур, близьких до 500 °С, вже позначаються явища криппа – повзучості чавуну.

З легких сплавів у дизелях знайшли застосування сплави на алюмінієвій основі. Сплави на магнієвій основі, незважаючи на малу питому вагу, не можуть бути рекомендовані через схильність до оплавлення крайок і низьку межу пропорційності (1,5 ... 2 кг/мм²).

Алюмінієві сплави дають змогу отримати поршні з малою вагою. Крім того, у зв'язку зі зниженим коефіцієнтом теплопередачі від газів до поршня і високим коефіцієнтом теплопровідності сплаву, температура поршнів з легких сплавів значно нижча за температуру чавунних поршнів (рис. 3.3).

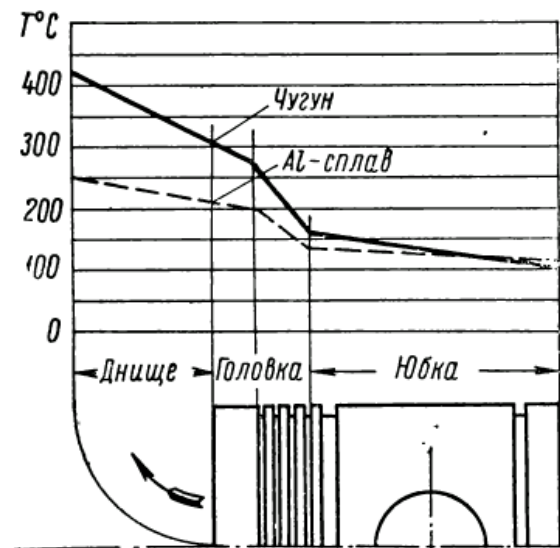


Рисунок 3.3 – Температурне поле поршнів з алюмінієвого сплаву і чавуну

Литі поршні виготовляються зі сплаву типу «У» і АЛ1, їх хімічний склад та фізико-механічні властивості наведено у табл. 3.3. Практично після загартування межа міцності сплавів цього класу становить $26...32 \text{ кг/мм}^2$, верхня межа відноситься до кокільного лиття.

Таблиця 3.3 – Властивості складних алюмінієвих сплавів

Марка	Хімічний склад в % (Al – решта)					Фізико-механічні властивості		
	Cu	Ni	Mg	Fe	Si	Межа міцності, кг/мм^2	Подовження δ_5 , %	Твердість за Брінелем
АЛ1	3,75...4,5	1,8...2,3	1,25...1,75	< 0,8	< 0,7	> 21	> 1,5	> 90
У	4	2	1,5	–	< 0,7	22...25	0,5...1,5	90...95

Загартуванню відповідає температура нагріву $500...550 \text{ }^\circ\text{C}$; охолодження проводять у воді, відпуск за $100...200 \text{ }^\circ\text{C}$ – у повітрі.

Питома вага сплавів приблизно дорівнює $2,8 \text{ кг/дм}^3$, теплопровідність – $162,7...168,5 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, межа втоми – $8,5...10 \text{ кг/мм}^2$, лінійний коефіцієнт розширення – $(20...25) 10^{-6}$.

Останнім часом з цими сплавами конкурують сплави з високим вмістом кремнію типу "Алюсіл" (табл. 3.4), що мають знижений коефіцієнт лінійного розширення.

Таблиця 3.4 – Алюмінієві сплави з високим вмістом кремнію

Хім. склад в % (Al – інше)						Фізико-механічні властивості					
Cu	Fe	Si	Ni	Mn	Mg	Межа міцності, кг/мм ²	Подовження δ_5 , %	Твердість за Брінелем	Питома вага, кг/дм ³	Коеф. лінійно- го розширення	Теплопровід- ність λ , Вт/м·К
0,8	1	14	2,5	–	1	18...22	0,4...1,0	130	2,8	$19 \cdot 10^{-6}$	120...130
4,5	–	12	1,5	1,2	0,7	15...20	0,5...1,0	110...130	2,8	$20 \cdot 10^{-6}$	120...130

Зі збільшенням швидкохідності двигунів зростають вимоги, що пред'являються до якості поршнів. Ці вимоги задовольняються застосуванням кованих і штампованих поршнів із легких сплавів (табл. 3.5).

Таблиця 3.5 – Алюмінієві поршневі сплави для кування і штампування

Марка	Хімічний склад в % (Al – інше)							Фізико-механічні властивості		
	Cu	Mn	Mg	Si	Fe	Ni	Ti	Межа міцності, кг/мм ²	Подов- ження δ_5 , %	Твердість за Брінелем
АК4	9...2,5	$\leq 0,2$	1,4...1,8	0,5...1,2	1,1...1,6	1...1,5	0,5...0,12	34...38	2,5...4	90...100
АК2	3,5...4,5	$\leq 0,2$	0,4...0,8	$\leq 0,7$	0,5...1,0	1,8...2,3	–	34...36	3...5	90...100
Дюралюміній	4,5	0,5...0,8	0,5...0,8	$\leq 0,7$	$\leq 0,7$	следи	–	> 38	≥ 9	120...130

Сталеві литі поршні знаходять застосування в двигунах переважно великої потужності. Нині існує тенденція застосовувати сталеві ковані голівки поршнів і комбіновані конструкції для швидкохідних двигунів з прямоточним продуванням; верхня частина поршня виготовляється зі сталі, а спідниця – з алюмінієвого сплаву.

У процесі роботи двигуна поверхня алюмінієвого поршня окислюється. Кристали окису дуже тверді; тому дзеркало циліндра і сам поршень сильно зношуються. З метою збільшення служби поршнів і зменшення зносу циліндрів оброблені поршні піддаються хромуванню.

Міцна гладка плівка, що утворюється на поверхні поршня, оберігає поршень від задирів, а поверхню циліндра – від зносу. Для прискорення припрацювання поверхня чавунних і алюмінієвих поршнів покривається оловом. Покриття здійснюється гальванічним способом до прорізання канавок під кільця. Товщина шару олова дорівнює $\approx 0,02$ мм.

3.2. Аналіз особливостей роботи поршневих пальців та матеріалів, що застосовують для їх виготовлення

Поршневий палець (у трункових) призначений для забезпечення шарнірного з'єднання поршня з шатуном. На поршневий палець діє високе механічне навантаження від сил газів та інерційних сил, які у 4-тактних ДВЗ змінюються за величиною і напрямком, а в 2-тактних – тільки за величиною. Поршневий палець нагрівається, сприймаючи теплоту від нагрітого газами поршня і теплоту тертя.

Конструкція поршневого пальця напряму залежить від умов його роботи, способів кріплення у бобишках і підведення масла для охолодження поршня. У загальному випадку поршневий палець являє з себе циліндричний порожнистий стрижень.

Поверхня поршневого пальця ретельно шліфують для підвищення його втомної міцності та зменшення втрат на тертя поверхонь. У деяких конструкціях поршневих пальців роблять радіальні свердління чи навіть систему з радіальних та поздовжніх отворів для подачі змащувального масла на бобишки або в поршень для забезпечення його охолодження. Внутрішню порожнину поршневого пальця спеціально герметизують за допомогою трубок або заглушок.

У сучасних судових двигунах використовують плаваючі поршневі пальці, які під час своєї роботи можуть досить вільно провертатися в бобишках і верхній голівці шатуна. При такій конструкції вузлу зменшується та стає більш рівномірним знос поверхонь, а також значно зменшується небезпека виникнення заїдання пальця.

Осьовий зсув поршневого пальця обмежують за допомогою пружинних стопорних кілець або заглушок. Стопорні кільця розміщують у спеціальних канавках, що проточуються в бобишках, а грибкові (сферичні) заглушки запресовують у сам палець.

Палець поршня працює в умовах ударного навантаження, тому матеріал його повинен мати в'язкість і високу міцність. Робоча поверхня пальця сприймає великі питомі тиски за малосприятливих умов роботи: кут хитання шатуна невеликий, підведення масла важке, температурні умови роботи пальця важкі, оскільки він розташований близько до днища поршня.

Відповідно до перерахованого визначаються вимоги до матеріалу пальця, який має бути пружним, володіти високими механічними якостями за досить твердого поверхневого шару. Форма заготовки пальця має бути отримана шляхом поковки або штампуванням.

Для тихохідних двигунів застосовується маловуглецева сталь зі зниженим вмістом сірки і фосфору. Вміст вуглецю зазвичай коливається в межах від 0,08 до 0,2 %; що менші розміри пальця, то може бути нижчим вміст вуглецю.

Для пальців (швидкохідних двигунів) з питомими тисками вище 18 МПа і розрахунковими напруженнями близько 120 МПа і вище слід застосовувати леговану сталь. Підвищення твердості зовнішніх поверхонь пальця досягається шляхом цементації і подальшого загартування. Для невеликих пальців застосовують ціанування й азотування.

Пальці виготовляються з вуглецевої сталі марки 15, або легованих сталей 15ХМА, 12ХН3А. Широке застосування знайшла сталь марки Е-5, близька за своїм хімічним складом до марки 12Х3А (табл. 3.6). Для азотування застосовується сталь марки 38ХМЮА.

Таблиця 3.6 – Фізико-механічні властивості сталі 12Х3А

Марка	Межа текучості, кг/мм ²	Межа міцності, кг/мм ²	Подовження δ_5 , %	Ударна в'язкість, кГм/см ²
12ХН3А	70	95	11	9

Поверхнева твердість пальця після цементації і загартування лежить у межах 58...62 одиниць за шкалою Rc. Глибина цементованого шару залежно від діаметра пальця становить від 0,5 до 2,0 мм.

3.3. Розрахунок поршня та пальця судового двигуна типу 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

Розрахунок поршня та пальця судового двигуна типу 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) виконується у середовищі програмування «MathCAD». Результати цих розрахунків представлено в таблицях 3.7, а також 3.8.

					КРБ.142.4227ст.25.06.03.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахункова схема поршня та пальця суднового двигуна типу 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK) надається на рис. 3.4 та 3.5

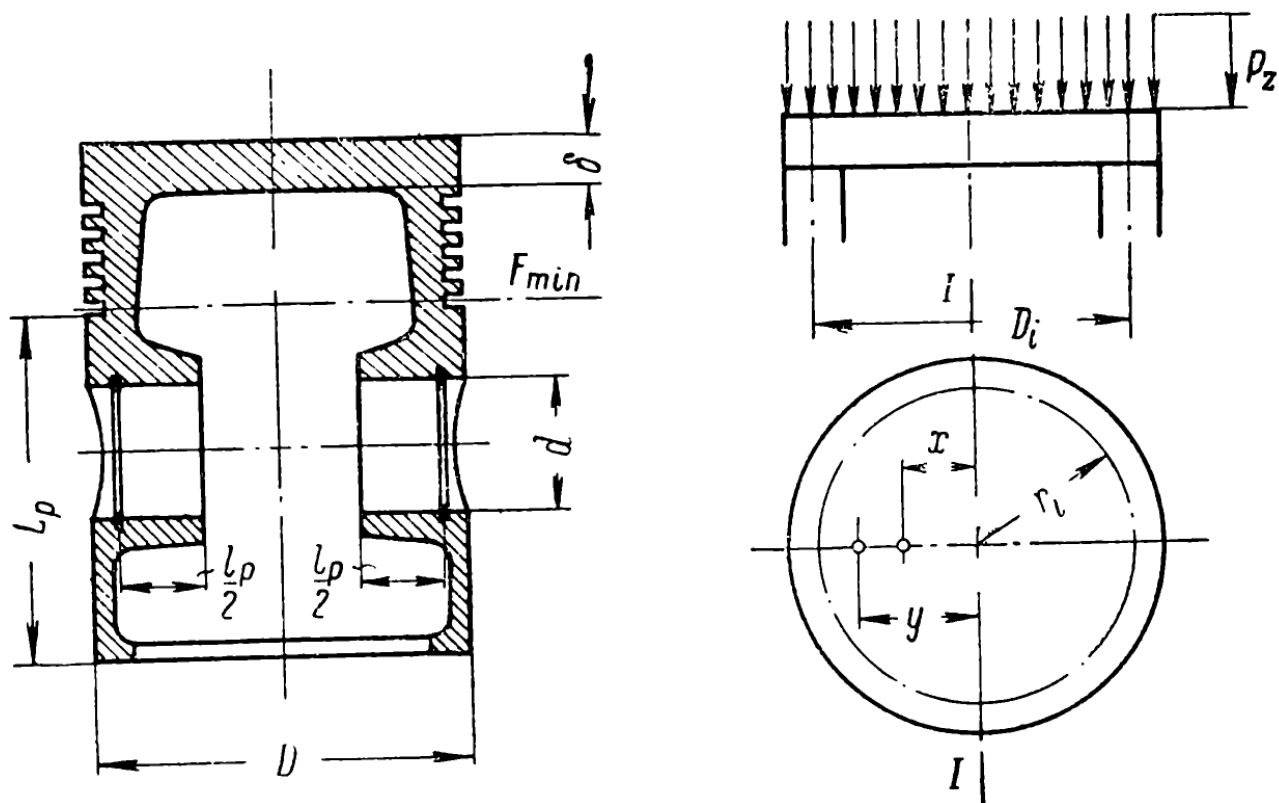


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема поршня суднового двигуна типу 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

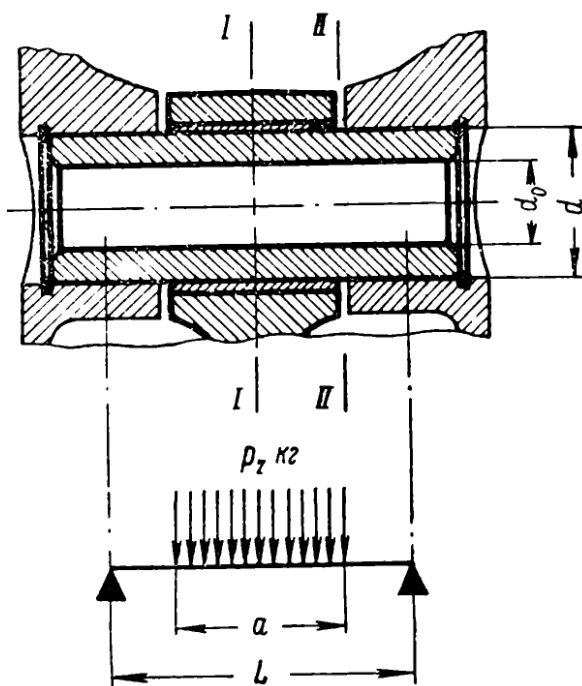


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема пальця суднового двигуна типу 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.06.03.ПЗ

Аркуш

47

Таблиця 3.7 – Вихідні дані для розрахунку поршня та пальця суднового двигуна типу 12СН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, м	0,170
2	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	11,517
3	Частота обертання	n , хв ⁻¹	1600
4	Середній індикаторний тиск	P_i , МПа	1,597
5	Максимальна величина нормальної сили	N_{max} , МПа	0,852

Таблиця 3.8 – Результати розрахунку поршня та пальця суднового двигуна типу 12СН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
Основні конструктивні параметри				
1	Товщина днища поршня	δ , м	—	0,018
2	Висота поршня	H , м	—	0,274
3	Відстань від днища поршня до осі під поршне- вий палець	h_1 , м	—	0,113
4	Висота юбки поршня	l_y , м	—	0,220
5	Відстань до першої кіль- цевої канавки	l_1 , м	—	0,025
6	Діаметр головки поршня	d_g , м	—	0,169
7	Діаметр юбки поршня	d_y , м	—	0,170
8	Відстань між торцями бобишок	b , м	—	0,068
9	Товщина стінки голівки поршня	S , м	—	0,014
10	Висота перемичок	h_n , м	—	0,023
11	Діаметр поршневого па- льця	d_p , м	—	0,075
12	Внутрішній діаметр па- льця	d_p^0 , м	—	0,032
13	Довжина пальця	l_p , м	—	0,160
14	Глибина проточки під кільця: – компресійні – маслосборні	t_1 , м t_2 , м	—	0,006 0,006
15	Висота проточки під кі- льця: – компресійні – маслосборні	h_{kk} , м h_{km} , м	—	0,004 0,004
16	Діаметр масляних кана- лів	d_m , м	—	0,002
17	Кількість масляних ка- налів	n_m	—	12
18	Довжина підшипника верхньої голівки шатуна	a , м	—	0,056

Розрахунок на міцність поршня				
1	Мінімальна площа стінок голівки поршня	м ²	$F_{\min} := \left[\left[\frac{\pi \cdot \left[(d_g - t_2 \cdot 2)^2 - (d_g - t_2 \cdot 2 - 2 \cdot s)^2 \right]}{4} \right] - s \cdot d_m \cdot n_m \right]$	0,006
2	Напруга стиску. Допустима напруга стиску для сталі 80МПа.	МПа	$\sigma_c := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{F_{\min}}$	43,909
3	Найбільший тиск на юбку поршня. Допустимий питомий тиск на юбку поршня, для чавуну (0,6 МПа)	МПа	$P_y := \frac{N \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{l_y \cdot D \cdot 1000000}$	0,510
4	Тиск на опорну поверхню в бобищі	МПа	$P_b := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{d_p \cdot (l_p - b)}$	38,398
5	Напруга від згинання. Допустимі напруги згинання 45МПа.	МПа	$\sigma_u := P_z \cdot \frac{3}{16} \cdot \left[\frac{(d_g - s \cdot 2)^2}{\delta \cdot 2} \right]^2$	33,126
6	Теплове навантаження		$q := (71000 + 310 \cdot n) P_i$	905499
7	Температурні напруги в днищі	МПа	$\sigma_t := q \cdot \delta \cdot a$	277,083
8	Сумарне навантаження в днищі	МПа	$\sigma_{\Sigma} := \sigma_u + \sigma_t$	310,209

Розрахунок поршневого пальця на міцність				
1	Відстань між серединами опор пальця	м	$L := b + \frac{(l_p - b)}{2}$	0,114
2	Згинаючий момент відносно небезпечного перетину I-I	Н·м	$M_u := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right)$	5620,378
3	Момент опору перетину пальця I-I	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d^3 - d_o^3}{d}$	503,319
4	Напруга згинання. Допустимі напруги згинання для пальців з вуглецевої сталі 120 МПа	МПа	$\sigma_{uw} := \frac{M_u}{W}$	11,166
5	Площа перетину пальця	м ²	$F_w := \frac{\pi \cdot (d^2 - d_o^2)}{4}$	$3,497 \cdot 10^3$
6	Напруга зрізу. Допустимі напруги зрізу 50...60 МПа.	МПа	$\sigma_{\varphi p} := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2 \cdot F}$	37,381
7	Модуль пружності для вуглецевої сталі	МПа	—	$2,0 \cdot 10^5$
8	Лінійне збільшення діаметру поршня	м	$\Delta d := \frac{0.09 \cdot P_z}{E \cdot l_p} \cdot \left(\frac{1 + \frac{d_o}{d}}{1 - \frac{d_o}{d}} \right)^3 \cdot \left[1.5 - 15 \cdot \left(\frac{d_o}{d} - 0.4 \right)^3 \right]$	0,00078
9	Відносна деформація пальця	мм/мм	$\delta_w := \frac{\Delta d \cdot 1000}{d}$	0,01055

3.4. Висновки до розділу

У третьому розділі проведено комплексний аналіз особливостей умов роботи поршнів та поршневих пальців двигунів внутрішнього згоряння. Також було розглянуто основні матеріали, що застосовують для виготовлення поршнів та поршневих пальців ДВЗ.

Виконано розрахунок поршня та пальця суднового двигуна MITSUBISHI типу 12ЧН 17/18 (S12R-MTK). Встановлено, що усі напруги знаходяться у допустимих межах. Так, зокрема допустиме значення сумарних навантажень, яке складається з напруги від згинання і температурних напруг та складає 310,209 МПа, не перевищує допустимих норм.

Також, визначено, що відносна деформація поршневого пальця складає 0,01055 мм/мм, що цілком задовольняє вимогу забезпечення надійної роботи вузла "шатун-поршень" не перевищуючи допустимих значень – 0,02 мм/мм.

					КРБ.142.4227ст.25.06.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		50

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА РЕМОНТІ СУДНОВОГО ДВЗ

4.1. Аналіз та систематизація небезпечних та шкідливих чинників у судновому машинному відділенні

Під час експлуатації та ремонту різного обладнання та механізмів в судновому машинному відділенні людина може стикатися з різними факторами, які негативно впливають на її самопочуття та здоров'я, а також можуть загрожувати безпечним умовам праці або навіть життю (у позаштатних випадках).

Наявність змащувального та гідравлічного масла, пального та різних розчинників на судні, зокрема в судновому машинному відділенні, створює сприятливі умови для досить підвищеної пожежонебезпечності. У зв'язку з цим в судновому машинному відділенні передбачено ряд спеціальних заходів, спрямованих на підвищення пожежної безпеки, а також на максимальне запобігання або у разі виникнення – гасіння можливих пожеж.

Для забезпечення, а у разі виникнення гасіння пожеж у судновому машинному відділенні передбачено встановлення протипожежної водяної системи та спеціальної системи хімічного об'ємного гасіння пожеж. Для оперативного та своєчасного виявлення центру займання в судновому машинному відділенні встановлено спеціальну систему протипожежної сигналізації. Крім того, суднове машинне відділення обладнано усіма можливими первинними (наприклад, вогнегасники різних типів, пісок тощо) засобами пожежогасіння.

Рухомі (особливо обертові) частини машин і механізмів у судновому машинному відділенні становлять значну небезпеку і можуть призвести до травмування людини.

У проекті будь якого судна обов'язково передбачено цілий ряд заходів для забезпечення максимально безпечних умов праці та проживання екіпажу судна:

– обов'язкове встановлення на палубі та у приміщеннях різних обмежувачів;

					КРБ.142.4227см.25.06.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

– впровадження у суднове машинне відділення запобіжних та захисних пристроїв, які автоматично і досить швидко відключають рухомі (особливо це стосується обертових) частини обладнання, різних агрегатів та пристроїв;

– використання особливих блокувальних елементів, що запобігають проникненню людей та сторонніх предметів у різні небезпечні зони рухомих деталей та вузлів;

– встановлення у суднове машинне відділення сигналізуючих пристроїв різного характеру (звукові, світлові), які надають чітку інформацію про роботу агрегатів та іншого устаткування, а також про можливі небезпечні та шкідливі фактори;

– реалізація на судні різноманітних систем дистанційного керування, що дозволяють чітко контролювати та регулювати функціонування обладнання та устаткування з віддалених ділянок, значно відведених від небезпечних зон.

У суднових машинних відділеннях зазвичай присутні різні шкідливі та подекуди навіть отруйні гази, такі як оксиди вуглецю, оксиди сірки, бензперен, оксид азоту, а також водяні та паливні випаровування.

Шкідливі компоненти у судновому машинному відділенні чітко нормуються, так відповідно до них: вміст сірководню та сірчистого ангідриду не повинен перевищувати 10 мг/м^3 ; вміст двоокису азоту та окису вуглецю не повинен перевищувати 20 мг/м^3 ; вміст оксиду азоту не повинен перевищувати 5 мг/м^3 ; вміст парів палива не повинен перевищувати 30 мг/м^3 .

До шкідливих чинників, які негативно впливають на працездатність людини також відносяться різні види випромінювання. На сучасному судні існують два основних типи випромінювань: теплове, а також електромагнітне. На судні джерелом теплового випромінювання є практично всі працюючі механізми, двигуни, а також агрегати. Основним дієвим та безвідмовним способом на судні боротьби з тепловим випромінюванням є теплоізоляція наявних нагрітих поверхонь, що виділяють тепло.

Електромагнітне випромінювання на сучасному судні походить від судової радіостанцій та радіолокаційних систем. Допустимі санітарні норми для людини

					<i>КРБ.142.4227см.25.06.04.ПЗ</i>	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

не повинні перевищувати 20,0 В/м для електричної складової та 5,0 А/м для магнітної.

Основним та дієвим способом захисту від електромагнітного випромінювання на сучасному судні є особливе розміщення випромінюючих пристроїв у таких зонах судна, де їхнє випромінювання не впливає на людей, а також можлива установка спеціальних захисних екранів на обладнанні, що не перешкоджають їх функціонуванню.

Основними та найбільшим джерелами вібрації на сучасному судні є головний двигун, допоміжні дизель-генератори, валопровід та різноманітні допоміжні механізми. Також вібрацію можуть викликати морські хвилі, що є невідомою складовою експлуатації судна. Негативний та шкідливий вплив вібрації на людський організм залежить від фізичних параметрів хвилі, тривалості та частотного її спектра. Безпосередній контакт з вібруючими поверхнями на сучасному суднах створює найгірші умови праці для персоналу судна та інших пасажирів.

Залежно від ступеня інтенсивності вібраційних коливань та тривалості їх впливу можуть відбуватися суттєві зміни в серцево-судинній системі, центральній нервовій системі та обов'язково вестибулярному апараті людини. При проектуванні кожного нового та сучасного судна проєктанти намагаються знизити рівень шуму, включаючи допустимі санітарні норми шуму в специфікації для обладнання.

Аеродинамічний шум в судновому машинному відділенні, який виникає від головного двигуна, дизель-генераторів та компресорів під час всмоктування свіжого повітря і викиду відходящих газів, частково зменшується завдяки встановленню, на зазначених елементах енергетичної установки, глушників та утилізаційного котла. Повітряний шум в судновому машинному відділенні можна значно знизити, розміщуючи механізми та агрегати в окремих секціях чи кожухах, обшитих ззовні звукопоглинальними матеріалами різного типу.

Допустимі рівні вібрації на судні та в судновому машинному відділенні встановлюються відповідно до встановлених спектрів середньоквадратичних значень

					КРБ.142.4227ст.25.06.04.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вібраційної швидкості або вібраційних прискорень. Перевищення санітарних норм не повинно перевищувати 2 дБ у будь-якому спектрі октавної смуги.

Викиди відпрацьованих газів під час роботи суднового двигуна типу 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK), допоміжних утилізаційних котлів та дизельних генераторів складаються з продуктів неповного і повного згоряння рідкого пального, оксидів азоту та частинок золи (вуглецю). Концентрація цих зазначених газів у повітрі суднового машинного відділення регулюється санітарно-гігієнічними нормами, наведеними в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Санітарно-гігієнічні норми концентрації шкідливих речовин у повітрі суднового машинного відділення сучасного судна

ПДК шкідливих та токсичних компонентів, $\text{м}^2/\text{м}^3$ (для суднового машинного відділення)									
Оксид вуглецю	Сажа	Вуглеводні		Альдегіди		Окси азоту		Сполуки сірки	
CO	C	C ₂₀ H ₁	З перерахунку на бензин	CH ₂ O	P ₂ CO	NO ₂	NO	SO ₂	H ₂ SO ₄
20,00	3,50	0,0015	300,00	0,70	0,05	9,00	30,00	0,05	0,10

Оптимальний мікроклімат у приміщенні суднового машинного відділення визначається температурою, вологістю, наявністю шкідливих (токсичних та отруйних) домішок та швидкістю повітряного потоку. Необхідні параметри повітря (дивися табл. 4.2) у приміщенні суднового машинного відділення підтримуються завдяки наявним вентиляційним системам, які можуть бути вдувними, притоковими або витяжними, а також оснащеними функціями опалення (в зимовий період) та кондиціонування (в літку).

Світло, за своєю природою, є електромагнітними хвилями (також має корпускулярний характер), які випромінюються джерелом (наприклад, лампою розжарювання) або відбиваються (віддзеркалюється) від предметів. Потужність світлового випромінювання в межах видимої людиною частини спектра у фізиці називається світловим потоком.

Таблиця 4.2 – Встановлені санітарно-гігієнічні норми параметрів повітря для суднового машинного відділення

Кліматичні умови приміщення суднового машинного відділення	Температура повітря у приміщенні, °C	Відносна вологість повітря у приміщенні, %	Швидкість потоку повітря, м/с
Літній період експлуатації судна:	34	70 – 40	1.0 – 1.5
– приміщення машинного відділення з тепловиділенням на робочих місцях	25 – 28	60 – 40	1.0 – 1.5
– без тепловиділення	20 – 23	60 – 40	0. – 0.3
	23 – 25	60 – 40	до 0,5
– ізольовані пости управління обладнанням машинного відділення	20 – 23	60 – 40	0,2 – 0,5
	22 – 28	60 – 40	0,5 – 1,0
Зимовий період експлуатації судна:			
– робочі приміщення машинного відділення	22	–	1.5
– ізольовані пости управління обладнанням машинного відділення	25	60 – 40	0.5 – 1.0
Примітка: В чисельнику дробу – для помірних та північних районів плавання судна, в знаменнику – для південних районів плавання судна			

Коли світловий потік відбивається (віддзеркалюється) від поверхні предмета, він освітлює його. Освітленість (позначається, як E) визначається як математичне відношення світлового потоку (позначається, як F), що падає на поверхню об'єкта освітлення (предмета), до площі цієї поверхні (позначається, як S).

Одиницею вимірювання освітленості у приміщеннях є Люкс (Лк). На сучасних судах використовують світлодіодні, люмінесцентні, а також лампи накаливання як джерела світла. Основні вимоги до штучного освітлення включають наступні основні три пункти:

1. Достатнє та максимально рівномірне освітлення робочих місць у закритих приміщеннях судна.
2. Максимальна відсутність тіней на робочих поверхнях у робочих приміщеннях судна.

3. Стабільність напруги живлення в електромережі, що запобігає пульсаціям світлового потоку, особливо це важливо для люмінесцентних ламп.

Санітарно-гігієнічні норми штучного освітлення на сучасних судах морського та річкового флоту подано у таблиці – 4.3.

Таблиця 4.3 – Санітарно-гігієнічні норми штучного освітлення на сучасних судах морського та річкового флоту

Приміщення, робоче місце	Робоча поверхня	Поверхня нормування освітленості	Мінімальна освітленість приміщення, Лк	
			Лампа накали	Люмінесцентна лампа
Машинне відділення судна, приміщення розташування допоміжних механізмів, постів керування	на палубі шкала приборів двигуна	Горизонтальна площа	50,0	100,0
		Вертикальна площа	300,0	500,0
	ступені трапів	Горизонтальна площа	30,0	75,0
	шкала приборів ГРЩ	Вертикальна площа	200,0	300,0
	пульт ГРЩ	Вертикальна площа	150,0	200,0
Котельне відділення судна	шкала приборів котла на палубі	Горизонтальна площа	50,0	100,0
		Вертикальна площа	200,0	300,0
Гірокомпасні відділення, румпельні, агрегатні, насосні відділення	шкала приборів на палубі	Горизонтальна площа	30,0	75,0
		Вертикальна площа	50,0	100,0
Акумуляторні відділення	шкала приборів	Вертикальна площа	200,0	300,0

Рівномірне та якісне освітлення робочого місця допомагає підтримувати високий та продуктивний рівень працездатності, оскільки зменшує втому очей людини, яка виникає через досить часту адаптацію зору людини при переході з добре освітлених поверхонь та предметів на погано освітлені.

4.2. Розрахунок штучного освітлення у приміщенні суднового машинного відділення

Основною метою виконання цього розрахунку у роботі є визначення кількості ламп типу ДРЛ, необхідних для забезпечення належного (відповідно до санітарно-гігієнічним нормам) рівня освітленості в судновому машинному відділенні.

Для оцінки загального та максимально рівномірного освітлення на горизонтальній робочій поверхні використовується базовий надійний метод, що ґрунтується на світловому потоці (коефіцієнті використання). Цей метод враховує світловий потік, який відбивається від стін та стелі приміщення.

Потрібний світловий потік від певної групи ламп Фл, лм, світильників з люмінесцентними лампами розраховується за наступною формулою:

$$\sum \Phi_{\text{л}} = E_{\text{н}} \times S \times z \frac{k}{\eta},$$

де η – коефіцієнт можливого використання світлового потоку; S , м – площа приміщення суднового машинного відділення, яке розраховують; k – коефіцієнт необхідного запасу освітленості; $E_{\text{н}}$, лк – мінімальна нормована санітарно-гігієнічна освітленість; z – коефіцієнт мінімальної (допустимої) освітленості приміщення суднового машинного відділення, який складає відношення – $E_{\text{сер}}/E_{\text{мін}}$.

Площа приміщення суднового машинного відділення що розраховується:

$$S = A \times B = 27,5 \times 25,5 = 701,25, \text{ м}^2$$

Нормована санітарно-гігієнічна мінімально-допустима освітленість для суднового машинного відділення даного класу складає – 50,0 лк. Коефіцієнт мінімально-допустимої освітленості для ламп освітлення типу ДРЛ становить – 1,1, а коефіцієнт запасу – 1,5.

Коефіцієнт використання потоку світла від будь якої лампи залежить від ККД й кривої розподілу сили світла, відповідних коефіцієнтів відбиття від стелі суднового машинного відділення $\rho_{\text{стеля}}$ й його стін $\rho_{\text{стіна}}$, висоти кріплення джерела (світильника) H_p та показника самого приміщення суднового машинного відділення:

$$i = \frac{S}{H_p \times (A + B)} = \frac{701,25}{5,1 \times (27,5 + 25,5)} = 2,644$$

де H_p – кріплення джерела (світильника) складає 5,1 м, $\rho_{\text{стеля}}=30,0\%$, $\rho_{\text{стіна}}=10,0\%$.

Коефіцієнт можливого використання світлового потоку становитиме таким чином – $\eta=0,7$.

Необхідний світловий потік утворений кількома люмінесцентними лампами:

$$\sum \Phi_{\lambda} = 50 \cdot 701,25 \cdot 1,2 \frac{1,5}{0,7} = 90160,71 \text{ лм}$$

Одна лампа типу – ДРЛ дає $\Phi_{\lambda} = 18210$ лм. Тоді, беремо лампу ДРЛ-750 та розраховуємо кількість ламп:

$$N = \frac{\sum \Phi_{\lambda}}{\Phi_{\lambda}} = \frac{90160,71}{18210} = 5 \text{ шт.}$$

4.3. Висновки до розділу

У розділі виконано аналіз та систематизацію небезпечних та шкідливих чинників у судновому машинному відділенні в якому розміщено двигун типу 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK), а також виконано розрахунок штучного освітлення у приміщенні суднового машинного відділення.

					КРБ.142.4227ст.25.06.04.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему: «Розрахунок суднового двигуна типу 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK)» має всі закладені в завданні та рекомендовані кафедрою двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації частини, а також креслення для їх ілюстрації.

Було розглянуто особливості конструктивного устрою високообертового двигуна MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18) та його систем.

Виконано розрахунок робочого циклу суднового V-подібного дизеля 12ЧН 17/18, побудовано його індикаторні діаграми у координатах $p-V/V_c$, $T-V/V_c$ та $T-S$, а також здійснено розрахунок кінематики та динаміки. За результатами динамічного розрахунку побудовано графіки зміни сил, діючих на його КШМ (сил від тиску газів, рушійної, бічної, інерції, радіальної та тангенціальної).

Проведено узагальнюючий аналіз особливостей умов роботи поршнів та поршневих пальців, а також розглянуто основні матеріали, що застосовують для виготовлення поршнів та поршневих пальців ДВЗ. Виконано розрахунок поршня та пальця суднового двигуна MITSUBISHI типу 12ЧН 17/18 (S12R-MTK). Встановлено, що усі напруги знаходяться у допустимих межах.

Виконано аналіз та систематизацію небезпечних та шкідливих чинників у судновому машинному відділенні в якому розміщено двигун типу 12ЧН 17/18 (MITSUBISHI S12R-MTK), а також здійснено розрахунок штучного освітлення у цьому приміщенні.

					КРБ.142.4227см.25.06.00.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

2. Наливайко В. С. Характеристики двигунів внутрішнього згоряння та споживачів [текст] / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В. Г. Хоменко – Миколаїв: НУК, 2011. – 95 с.

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

4. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.

5. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

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

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

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

9. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

10. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.

					КРБ.142.4227см.25.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		60