МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
_____
«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Дослідження впливу змінення виду палива на техніко-економічні показники 4-тактного двигуна потужністю 400 кВт з удосконаленням конструкції поршня.
Прототип 8ЧН 25/34.

Виконав:
студент групи 41-ЕМ-22з
_____ ***Варенко О.О.***
(підпис)

Керівник роботи:
доцент кафедри ДЕУ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Нестеренко В.В.***
(підпис)

Первомайськ - 2026 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми
_____
(підпис)
« 12 » 01 2026 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Варенко Олександру Олександровичу

1. Тема роботи: «Дослідження впливу змінення виду палива на техніко-економічні показники 4-тактного двигуна потужністю 400 кВт з удосконаленням конструкції поршня. Прототип 8ЧН 25/34».

Керівник роботи Нестеренко В.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 року за № 6.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2026 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8ЧН25/34 потужністю 345 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).
Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Розрахунок систем двигуна. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.
1. Двигун 8ГЧН25/34 – поперечний переріз (СК). 2. Поршень складальне креслення (СК). 3. Поршень робоче креслення (РК) 4. Індикаторна діаграма та діаграма сил, що діють в КШМ (СХ).

6. Консультанти роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «12» січня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.02.2026	
2	Загальний розділ.	10.03.2026	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2026	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2026	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2026	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент _____ (підпис) Варенко О.О.

Керівник роботи _____ (підпис) Нестеренко В.В.

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі реалізовано завдання «Дослідження впливу змінення виду палива на техніко-економічні показники 4-тактного двигуна потужністю 400 кВт з удосконаленням конструкції поршня». Відповідно до завдання, спроектовано газовий двигун з наддувом потужністю 400 кВт на базі прототипу 8ЧН 25/34 та розроблено конструкцію поршня.

Здійснено загальний опис дизель-генератора та детальний опис його силової установки – двигуна-прототипу 8ЧН 25/34

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі отриманих результатів якого, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини складових зовнішнього теплового балансу двигуна, а також сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна.

Проаналізовано існуючі схеми шатунно-поршневого механізму. Для забезпечення високих ресурсних показників двигуна, що проєктується, та надійності його роботи змінено тип камери згоряння внаслідок зміни конструкції поршня. Виконано розрахунок основних параметрів поршня та підібрано для нього оптимальне конструктивне виконання.

В роботі розглянуто основні проблеми щодо захисту навколишнього середовища та охорони праці підчас експлуатації двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки при експлуатації та під час обслуговування газового двигуна, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища. Визначено рівні шуму та вібрації проєктованого двигуна.

В графічній частині виконано креслення: поперечний розріз двигуна, складальне креслення поршня, робоче креслення поршня; індикаторної діаграми та сил, що діють в шатунно-поршневому механізмі.

Ключові слова: газовий двигун, шатунно-поршнева група, поршень.

ABSTRACT

This thesis addresses the task of “Investigating the effect of changing the type of fuel on the technical and economic performance of a 400 kW 4-stroke engine with an improved piston design.” In accordance with the task, a 400 kW supercharged gas engine was designed based on the 8CHN 25/34 prototype, and a piston design was developed.

A general description of the diesel generator and a detailed description of its power unit—the 8CHN 25/34 prototype engine—were provided.

The parameters of the engine’s operating cycle were calculated; based on the results obtained, theoretical and actual indicator diagrams were constructed. The values of the components of the engine’s external heat balance were determined, as well as the forces and moments acting in the engine’s crank-connecting rod mechanism.

Existing designs of the connecting rod-piston mechanism were analyzed. To ensure high service life and operational reliability of the designed engine, the combustion chamber type was modified due to changes in the piston design. The main parameters of the piston were calculated, and an optimal design was selected for it.

The paper addresses key issues related to environmental protection and occupational safety during engine operation. Potential hazards during the operation and maintenance of the gas engine have been analyzed, and measures for occupational safety and environmental protection have been developed. Noise and vibration levels of the designed engine have been determined.

The graphical section includes the following drawings: a cross-sectional view of the engine, an assembly drawing of the piston, a working drawing of the piston, and diagrams of the forces acting in the connecting rod-piston mechanism.

Keywords: gas engine, connecting rod-piston group, piston.

ЗМІСТ

ВСТУП 6

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Опис об’єкту застосування двигуна-прототипу 8

1.2. Опис двигуна-прототипу 9

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна 16

2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна газового двигуна з наддувом 17

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна 27

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми 32

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 36

2.6 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу 42

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів 44

3.2 Вибір конструкції проєктованого поршня 46

3.3 Опис конструкції проєктованого поршня 51

3.4 Розрахунок запроектованого поршня на міцність 54

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації газового двигуна 58

4.2 Охорона навколишнього середовища 62

ВИСНОВКИ 65

ЛІТЕРАТУРА 66

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікації складального креслення

Додаток 2 Двигун 8ГЧН25/34– поперечний переріз

Додаток 3 Специфікація складального креслення поршня

Додаток 4 Складальне креслення поршня

Додаток 5 Робоче креслення поршня

Додаток 6 Індикаторна діаграма та діаграма сил, що діють в КШМ

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) широко застосовуються в усіх галузях народного господарства і в майбутньому вони також залишаться джерелом енергії для різних енергетичних установок. Тому перед виробниками двигунів стоїть задача вдосконалення ДВЗ стосовно їх призначення. Двигун внутрішнього згоряння – циклічний тепловий двигун, що, як відомо, є одним з його недоліків. Разом з цим циклічний принцип здійснення робочого процесу дозволяє реалізовувати в двигуні внутрішнього згоряння високу температуру та тиск газів, завдяки чому ДВЗ є більш економічними енергетичними установками в порівнянні з іншими тепловими двигунами.

Світове двигунобудування розвивається дуже інтенсивно і має цілий ряд важливих напрямів:

– підвищення циліндрових і агрегатних потужностей за рахунок форсування по середньому ефективному тиску і частоті обертання;

– підвищення паливної і масляної економічності;

– забезпечення надійності, високих ресурсів до першої перегородки і до капітального ремонту;

– оснащення дизелів і агрегатів на їх базі ефективними системами автоматизації на базі мікропроцесорної техніки, адаптивними механізмами;

– зниження питомої маси;

– пристосування двигунів для роботи на альтернативних видах палива, в першу чергу на різних видах газового палива.

Успішне вирішення цих проблем в основному визначається принциповим підходом до проектування двигунів з врахуванням їх типу, призначення і особливостей експлуатації. Одним з основних напрямків подальшого розвитку двигунобудування є переобладнання двигунів, що працюють на дорогому дизельному паливі, на двигуни, які працюватимуть на більш дешевшому паливі – природному газі.В порівнянні з дизельними двигунами газові двигуни мають набагато нижчий середній ефективний тиск та максимальний тиск згоряння.

Наслідком цього є поява детонаційного згоряння в циліндрах двигуна при високому тиску газоповітряної суміші, перегріви деталей камери згоряння, підвищеній витраті масла, яке попадає в камеру згоряння.

Проектований газовий двигун призначений для приводу електричного генератора змінного струму стаціонарної електростанції. Для забезпечення надійної роботи газового двигуна-генератора з високими техніко-економічними показниками при підвищеній потужності в конструкції поршня передбачено ряд змін, які дозволять збільшити ресурсні показники деталей циліндро-поршневої групи двигуна.

В ході виконання даної кваліфікаційної роботи планується спроєктувати стаціонарну електростанцію на базі чотиритактного газового двигуна потужністю 400 кВт (прототип 8ЧН 25/34). В ході роботи над спеціальною частиною проєкту планується розробити конструкцію поршня.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис електростанції на базі газового двигуна 8ГЧН 25/34

При розробці стаціонарної електростанції на базі газового двигуна внутрішнього згоряння, що повинен забезпечити електроенергією користувача, в якості базового двигуна був обраний дизель 8ЧН 25/34.

Стаціонарна автоматизована дизель-електрична станція потужністю 350 кВт на базі дизель-генератора ДГА-350, розміщена в капітальному приміщенні, призначена для використовування як основного, або резервного джерела електропостачання трифазним змінним струмом напругою 380 В і частотою 50 Гц для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – автономний або паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.

Електростанція може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління. Автоматизований дизель-генератор ДГА-350 призначений для використання на електростанціях в якості основного або допоміжного джерела електроенергії змінного трифазного струму в режимі автономної або паралельної роботі між собою чи з промисловою мережею.

Дизель-генератор складається з газового двигуна 8ГЧН 25/34 і синхронного генератора перемінного струму типу СГ2-85/45-12, змонтованих на сумісній рамі. Рама дизель-генератора зварної конструкцій.

Дизель 8ГЧН 25/34 повністю закапотований. Паливні насоси високого тиску встановлюються на верхні повздовжні площині блока.

Силова установка розташована на фундаменті для зменшення вібрації та шуму. Приміщення має достатнє природне та штучне освітлення яке забезпечується великою кількістю віконних отворів.

Система вентиляції призначена для видалення з укриття надлишків тепла при роботі дизель-генератора і подачі свіжого (зовнішнього) повітря для забезпечення роботи двигуна. Система вентиляції складається з витяжного вентилятора від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу. Приміщення також вентилюється припливною вентиляцією.

Електростанція має звукоізольований пост керування, що має гарний огляд машинного приміщення. Він обладнаний пультом керування та приборними панелями, на яких імітовані схеми систем обслуговуючих установку, з точками від яких потрапляє інформація про стан установки (температура та тиск робочих рідин, газу повітря, також контролюється частота обертання колінчатого валу).

В машинному приміщенні електростанції знаходиться обладнання, що обслуговує двигун, а саме: балон пускового повітря, компресор, бак мастила та розширювальний бачок води, теплообмінник утилізаційний, і є складовими елементами відповідно системи пуску, системи мащення, охолоджування, відводу відпрацьованих газів.

Блок охолодження циркуляційної води зовнішнього контуру (градирня) та глушник-іскрогасник винесені з приміщення.

Машинне приміщення обслуговується 15-тонним мостовим краном, що має висячу колодку з кнопками керування.

Також в машинному приміщені встановлена автоматизована протипожежна система.

1.2. Опис двигуна-прототипу.

Дизельний двигун 8ЧН25/34 – чотиритактний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, нереверсивний і відноситься до складу середньо-оборотних двигунів. Дизель призначений для використання в якості приводу генератора.

Фундаментна рама відлита з чавуну, суцільна, ночвоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами. Внутрішня порожнина рами служить для збору мастила, яке стікає з деталей двигуна що підлягають тертю, і мастила після охолодження поршня. В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу. Блок-картер чавунний. У

верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води.

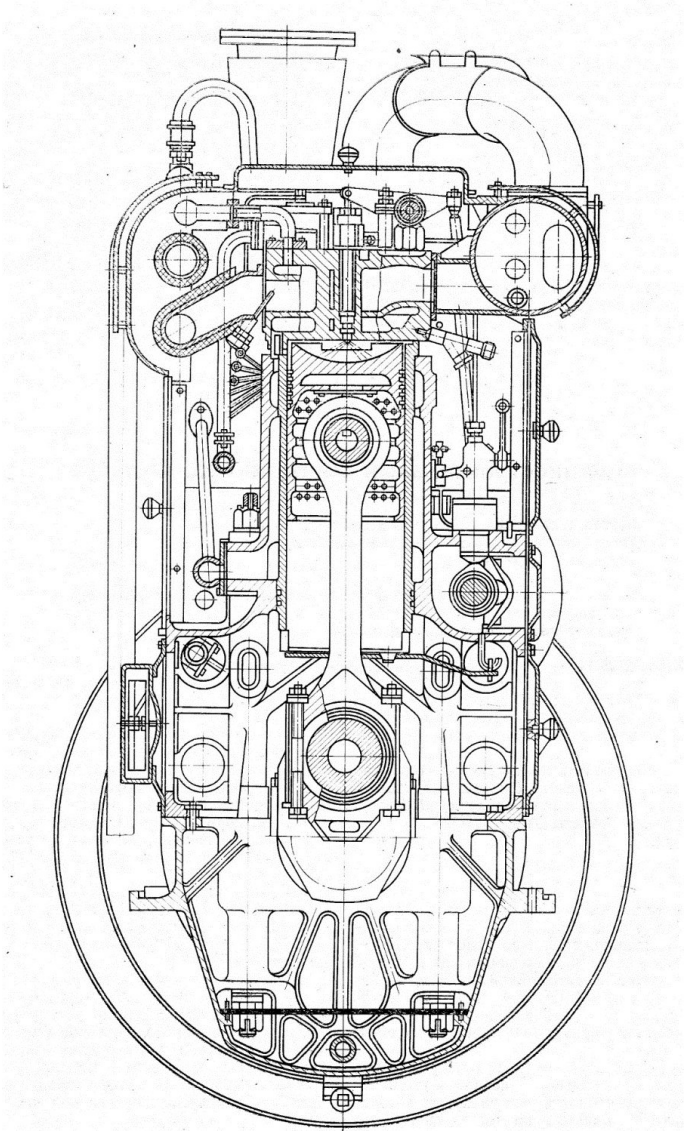


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 8ЧН25/34

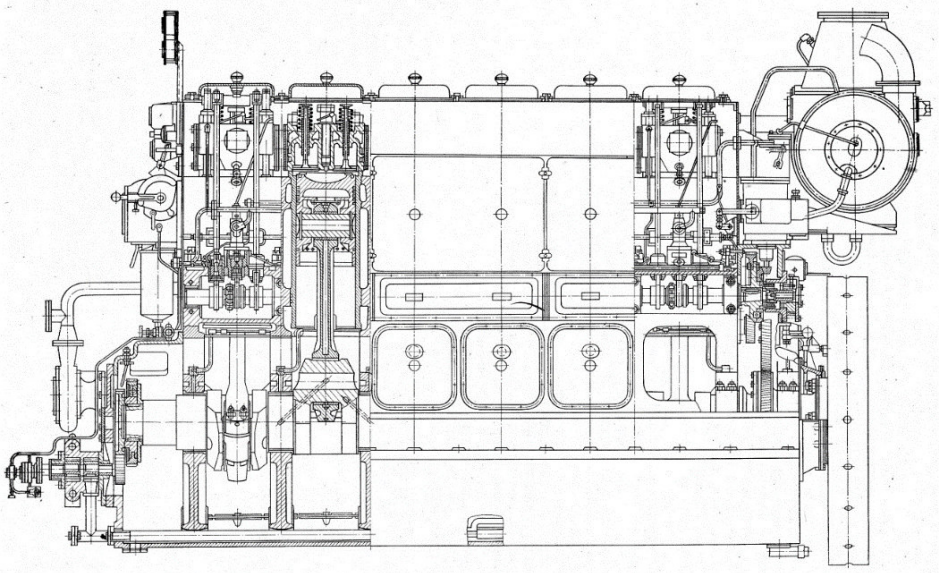


Рисунок 1.2 – Поздовжній переріз двигуна 8ЧН25/34.

Порожнина охолодження ущільняється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній бурт втулки, і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру. В проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна.

До переднього торця блока кріпиться кожух шестерень приводу насосів та щит з кронштейнами для встановлення турбокомпресора. До заднього торця блоку кріпляться валик з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень привода розподільчого валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів.

У верхню полицю блока вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бокових сторін блоку закрита щитами. Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів. Вкладиші сталево-бабітові. Від обертання і осьового зміщення вкладиші утримуються виступами. Мастило в підшипники надходить з головної магістралі по трубі і отвору в кришці.

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи двигуна. У проточку на верхньому торці встановлюються мідні прокладки для ущільнення камери згоряння. Під час роботи двигуна втулки змащуються мастилом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна. Для кращого приробляння циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна внутрішня поверхня втулки фосфатується.

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками. На днищі кришки є бурт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під бурт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини прокладки встановлюється висота камери згоряння. На

стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу клапанів.

Форсунка кріпиться до кришки спеціальною скобою, ущільнення форсунки у вогняному днищі мідною прокладкою. Порожнина палива відокремлена від масляної, є спеціальний дренаж.

Колінчастий вал сталевий, суцільно кований, має сім рамових і шість шатунних шийок, при цьому остання рамова шийка не використовується. Кривошипи дизеля 8ЧН 25/34 розташовані по відношенню один до одного під кутом 90°. Мастило з канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунами, минаючи внутрішні порожнини шийок.

На передньому кінці валу встановлені шестерні приводу масляного і водяного насосів. Маховик переднього торця за допомогою шпонки з'єднаний з колінчастим валом і утримується від осьового зміщення упорним кільцем з одного боку і буртом колінчастого валу з іншого. На задньому кінці валу є опорна кільцева поверхня на яку насаджена шестерня колінчастого валу, яка призначена для приводу розподільчого валу через проміжну пару шестерень.

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі. Стрижень шатуна двотаврового перетину має в центрі канал. У верхній головці шатуна проти каналу виконана кільцева канавка, а в нижній головці – канали, по яких мастило з шатунного підшипника потрапляє в головний. У розточування верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка є головним підшипником. У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні сталеалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від провертання і осьового переміщення вкладиші утримуються штифтом і шатунними болтами.

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна чотирма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтом. Шатунні болти виготовлені з високолегованої сталі. Гайки шатунних болтів після затягування стопоряться дротом від мимовільного відгвинчування.

Поршень суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, охолоджуваний і має канавки, в які встановлюються компресійні і маслознімні кільця. У днищі поршня виконана камера згорання і є різьбові отвори під рими для виїмки поршня з шатуном. Поршень і шатун з'єднуються сталевим, порожнистим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осьового переміщення палець утримується стопорними кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну. Комплект поршневих кілець складається з трьох компресійних і двох здвоєних маслознімних кілець. Компресійні і маслознімні кільця мають в перетині прямокутну форму і прямий замок. Верхнє і середнє кільце з зносостійким покриттям (хромоване), нижнє – без напилення, але кільця фосфатовані. Маслознімні кільця мають гострі кромки, які при установці в канавки повинні бути направлені донизу.

Паливний насос здійснює стиснення палива до тиску уприскування. Уприскування палива відбувається через форсунку в камеру згорання циліндра дизеля. Кожен паливний насос високого тиску золотникового типу. У корпус насоса вставлена втулка з притертим до неї плунжером. Втулка і плунжер є прецизійною парою.

Форсунка призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згорання газодизеля. Форсунка закритого типу, двох пружинна з гідравлічним управлінням підйому голки і охолоджуванням розпилювача. Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щілистий фільтр і по каналу в корпусі форсунки поступає до розпилювача. Поверхні корпусу форсунки і корпусу розпилювача фіксуються штифтом і стягуються наживним ковпаком.

Система мащення двигунів комбінована, під тиском і розбризкуванням. Під час роботи двигуна система забезпечує безперебійне надходження мастила до всіх деталей, що труться, і вузлів.

Система охолоджування двигуна 2-х контурна, що складається із зовнішнього і внутрішнього контуру. Двигун охолоджується прісною водою,

яка циркулює усередині двигуна. У свою чергу, вода внутрішнього контуру охолоджується проточною водою зовнішнього контуру в охолоджувачі води.

Система забезпечує стабільний температурний режим у всьому діапазоні навантажень. У систему охолоджування входять: відцентрові насоси внутрішнього і зовнішнього контурів, регулятор температури води (РТП), охолоджувач води, бачок води (розширювальний), трубопроводи системи.

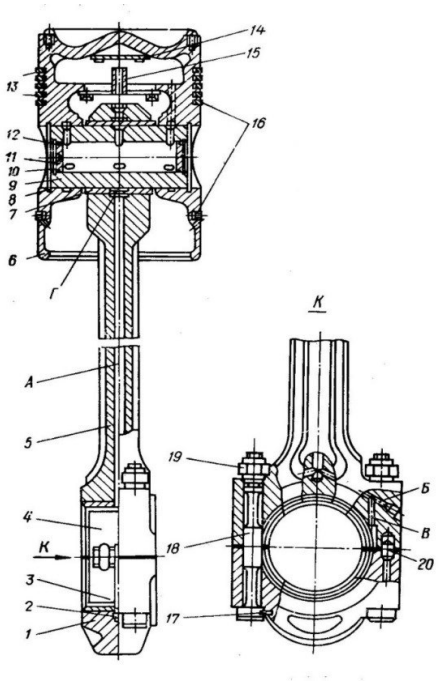


Рисунок 1.3 – Поршень з шатуном.

1-кришка шатунного підшипника; 2,17,20-штіфт; 3-вкладиш нижній; 4-вкладиш верхній; 5-стержень шатуна; 6-поршень; 7-втулка; 8,10-стопорне кільце; 9-поршневий палець; 11-заглушка; 12-ущильнююче кільце; 13-компресійне кільце; 14-кришка; 15-трубка; 16- кільце маслознімне; 18-шатунний болт; 19-гайка шатунного болта.

Вода внутрішнього контуру насосом по трубі розподіляється уздовж блоку циліндрів, по трубках підводиться до верхньої частини блоку, обтікає верхню частину втулок і по переливних патрубках перетікає в кришку циліндра. Нижня частина втулки циліндра також омивається водою, підведеною в цю зону через фланці, але швидкість її дуже незначна. Далі вода поступає в нижні порожнини кришок робочих циліндрів і, охолодивши вогняне днище кришки, проходить через отвори в перегородці у свічки і прямує у верхні порожнини кришок, а звідти по переливних раковинах – в магістраль зливу, куди також поступає вода після охолоджування турбокомпресора. Потім

вода поступає в регулятор температури води і охолоджувач води і далі на всмоктування в насос води. Залежно від температури води, чутливий елемент регулятора температури регулює потік води, направляючи його в охолоджувач або повз нього.

З метою форсування на дизелі застосовано турбонаддув з проміжним охолоджуванням наддувочного повітря. Охолодження повітря збільшує щільність заряду на впуску, повноту згоряння палива і, в той же час, обмежує зростання температури в кінці такту стиснення, незважаючи на більш високі значення тиску. Для зниження температури повітря, що подається турбокомпресором в циліндри двигуна, застосовують охолоджувачі наддувочного повітря, які охолоджують повітря перед надходженням його в циліндри. Виробляється так зване проміжне охолодження повітря. Охолоджувачі наддувочного повітря бувають двох типів водоповітряні і повітро-повітряні.

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна.

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила. Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий індикаторний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Двигун проєктується на базі дизеля 8ЧСП 25/34, його основні параметри (по технічному опису та інструкції по експлуатації) наведено в таблиці 2.1.

Технічна характеристика двигуна 8ЧН25/34 Таблиця2.1

Параметр	Головний дизель
1	2
Позначення	8ЧН 25/34
Номінальна потужність на валу дизеля, кВт	345
Частота обертання, об/хв, номінальна	500
Число циліндрів	8
Діаметр циліндра, мм	250
Хід поршня, мм	340
Ступінь стиску	12,5±0,5
Питома витрата палива при номінальній потужності, г/л.с. г.(г/кВт·год)	155+8 (211+11)
Максимальний тиск згоряння при номінальної потужності, кгс/см^2, не більше	70
Середній ефективний тиск при номінальної потужності, кгс/см^2	8,47
Максимальний тиск згоряння, кгс/см^2	70

Продовження таблиці 2.1	
1	2
Маса, кг: дизеля сухого води в дизелі масла в дизелі	 10350 260 340
Темпаратура випускних газів при номінальній потужності, °С, не більше на виході з циліндрів перед турбокомпресором за турбокомпресором	460 620 470
Тиск наддува при номінальній потужності (надлишковий),кгс/см^2, не менше	0,4
Тиск мастила в головній магістралі (на вході в двигун), кгс/см^2	2,5-4,0
Мінімально допустимий тиск масла в двигуні, кгс/см^2	1,6
Температура масла, що входить в двигун, не більше, °С	70
Температура циркуляційної води, що виходить з двигуна, °С(не більше)	85

2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна.

Для розрахунку робочого циклу двигуна використано класичну методику теплового розрахунку Гріневецького – Мазінга. Метод теплового розрахунку засновано на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву об основних параметрах циклу та факторах, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків.

Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	400	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	500	$хв^{-1}$
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,75	
Число циліндрів	$i =$	8	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_в =$	200	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	101,3	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	183	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	850	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,35	
розширення	$n_2 =$	1,27	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	34500	кДж/м^3

Природний газ

Склад:		в %	В об'ємних долях	
метан	$CH_4 =$	95	$R_{CH4} =$	0,95
етан	$C_2H_6 =$	2	$R_{C2H6} =$	0,02
пропан	$C_3H_8 =$	2	$R_{C3H8} =$	0,02
бутан	$C_4H_{10} =$	1	$R_{C4H10} =$	0,01
пентан	$C_5H_{12} =$	0	$R_{C5H12} =$	0
вуглекислота	$CO_2 =$	0	$R_{CO2} =$	0
оксид вуглецю	$CO =$	0	$R_{CO} =$	0
азот	$N_2 =$	0	$R_{N2} =$	0
кисень	$O_2 =$	0	$R_{O2} =$	0
водень	$H_2 =$	0	$R_{H2} =$	0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left[0{,}5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m) C_n H_m - O_2\right], \ кмоль/кмоль$$

$L_0 =$ 10,17 кмоль/кмоль

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \ кмоль/_{умол.}$$

$M_1 =$ 18,79 кмоль/кмоль

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

Кількість CO_2: $M_{co_2} = CO + \sum (nC_nH_m + CO_2), \ кмоль$

$M_{co_2} =$ 1,09 кмоль

Кількість H_2O: $M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5mC_nH_m), \ кмоль$

$M_{H_2O} =$ 2,09 кмоль

Кількість O_2: $M_{o_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \ кмоль$

$M_{o_2} =$ 1,6013 кмоль

Кількість N_2: $M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \ кмоль$

$M_{N_2} =$ 14,055 кмоль

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO2} + M_{H2O} + M_{O2} + M_{N2}, \ кмоль/_{кг}$ 18,837 кмоль

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, кмоль$$

$\Delta M =$ 0,045 кмоль

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_o = \frac{M_2}{M_1}$$

$\beta_0 =$ 1,0024

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_в = T_a \times \left(\frac{P_в}{P_a}\right)^{\frac{n_к - 1}{n_к}}, K$$

$T_в =$ 378,1 К

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{int} = T_B - (30 - 70^0 K)$$

число з інтервалу = 40

$\Delta T_{int} =$ 338,1 К

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{см} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0}, \text{К}$$

$T_{см}$= 321,0 К

де T_r = 310 К - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{см} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

де $P_d = 0{,}95 \times P_в$

P_d= 190,0 кПа

γ_r = 0,039

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_н = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_в} \times \frac{T_{см}}{T_{см} + \Delta T + \gamma_r T_r)}$$

$\varphi_н$= 0,92

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{см} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K$$

T_d= 351 К

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, кПа$$

P_c= 4543,2 кПа

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, K$$

T_c= 798,4 К t_c= 525,4 ^{0}C

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

β = 1,0023

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22{,}4 \cdot Q_H}{(1+\gamma_r)\cdot(1+\alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mCpm_Z \cdot t_Z - (mCvm_м + 8.314\lambda)\cdot t_C \qquad R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0{,}0579$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0{,}1110$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0{,}0850$$

$$\boxed{R_{N_2} = \frac{M\ N_2}{M_2}}$$

$$R_{N_2} = 0{,}7462$$

Мольна теплоємкість продуктів згоряння:

$$mCv_{ме} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

для O_2: $mCvo_2 = 19{,}818 + 418{,}6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$

для N_2: $mCvN_2 = 19{,}818 + 418{,}6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$

для CO_2: $mCvco_2 = 30{,}05 + 1255{,}8 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$

$$mCv_{гп} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \times$$

$$\times mCv_{C_{43}H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_{53}H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

$mCv_{ме} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$

де:

a = 22,29

b = 598,73

теплоємкість газового палива.

$$mCv_{см} = \frac{mCv_{тп} + mCv_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{ме} \cdot \gamma_г (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_г)}$$

$mCvch_4 = 12{,}235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$

$mCvc_2h_6 = 7{,}004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$

$mCvc_3h_8 = 14{,}97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$

$mCvc_4h_{10} = 93{,}128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$

$mCvc_5h_{12} = 118{,}06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$

$mCv_{N2} = 20{,}637 + 255{,}4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$

$mCv_{CO2} = 27{,}545 + 1386x10^{-5} \cdot t_c$

Після підстановки одержимо рівняння.

$mCv_{гп} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$

де:

a = 12,99

b = 5501,79

мольна теплоємкість газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCvm_{см} = a_{см} + \frac{b_{см}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки отримаємо рівняння.

$mCv_{см} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$

де:

a = 20,07

b = 495,20

де $m_{Cvпов} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$- мольна теплоємкість повітря.· середня мольна теплоємкість газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha}\right) \cdot 10^{-5} t_Z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$mCvm_{см} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$

де:

a = 20,07

b = 247,60

мольна теплоємкість продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mCpm_z = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_Z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$mCv_{см} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$

де:

a = 29,134

b = 532,729

середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

a = 29,134

в = 266,364

Максимальна температура процесу згоряння.
Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - c = 0$$

де:
A = 266,978
B = 29,201
C = 53570,33
Звідки:

$$t_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, K$$

t_z = 1600,4 C T_Z = 1873,4 K
Максимальний тиск згоряння.

$$p_{max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, кПа$$

p_{max} = 10684,4 кПа
Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{max} / P_c$$

λ = 2,35
$\Delta\lambda$ = 5,93 %
$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10%
Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_Z}{\lambda \times T_c}$$

ρ = 1

7. Параметри процесу розширення.
Ступінь подальшого розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

δ = 10,5
Тиск в кінці розширення.

$$p_в = \frac{p_{max}}{\delta^{n_2}}, кПа$$

$p_в$ = 539,3 кПа
Температура в кінці розширення.

$$T_в = \frac{T_Z}{\delta^{n_2 - 1}}$$

$T_в$ = 992,9 К

Середня температура випускних газів.

$$T_{ср.г.} = \frac{T_в}{K'}\left[1 + (K'' - 1)\frac{P_r}{P_в}\right]$$

$T_{ср.г.}$= 793,4 К

де К' = 1,4; К" = 1,35 - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів.

$$\mathbf{T_г} = \frac{\mathbf{T_в}}{\sqrt{\frac{\mathbf{P_в}}{\mathbf{P_г}}}}$$

$T_г$ = 692,5 К

Перевірка: $\frac{\left|T_r^{\,з} - T_r\right|}{T_r^{\,з}} \times 100\ \%$ 18,53 %

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_C}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right)\right], кПа$$

P_{mi} = 1072,24 кПа

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1{,}985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{см} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22{,}4} \cdot 4{,}186$$

η_i = 0,40

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, M^3 / (квт \cdot год)$$

g_i = 0,26 м^3/(квт· год)

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$P_М = 0{,}088 + 0{,}0118 \times V_{П.СР}$, кПа

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30}, M/C$$

$S_{ПР}$ = 0,34 - хід поршня,м

$V_{П.СР.}$ = 5,66667 м/с

$P_м$ = 108,4 кПа

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, кПа$$

P_{me} = 963,83 кПа

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

η_M = 0,90

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

η_e = 0,356

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m}, M^3 / (квт.\ год).$$

b_e = 0,293 м^3/(кВт·год)

Годинна витрата газу.

$$B = в_e \times P_e, м^3 / год$$

B = 117,3 м^3/год

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{St} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, Л$$

Z = 4 - Коефіцієнт тактності.

V_{st} = 99,60 Л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, Л$$

V_s = 16,60 Л

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, мм$$

$$m = \frac{S_{ПР}}{d_{ПР}}$$

$d_{ПР}$ = 0,25 м

m = 1,36

d = 249,6 мм

Хід поршня.

$S = m \times d$, *мм*

S = 339,4 мм

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

d = 250 мм

Хід поршня.

S = 340 мм

Літраж двигуна.

$$V_{St} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, Л$$

V_{St} = 100,09 л

Робочий об'єм ходу поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

V_s = 16,68 л

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{St} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, КВт$$

P_{ep} = 401,9 кВт

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$P_{ecp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ecp}} \times 100\%$$

P_{ecp} = 401,0 кВт

ΔP_e = 0,49 %

Так як значення ΔP_e <5% , то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2. 3 Розрахунок теплового балансу двигуна

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	P_e =	401,9	кВт
частота обертання колінвалу	n =	500	хв-1
діаметр циліндру	D =	250	мм
хід поршня:	S =	340	мм
число циліндрів:	i =	6	
коефіцієнт тактності:	Z=	4	
нижча теплота згорання газу:	Q_H =	34500	кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_г$=	117,3	$м^3/год$
Індикаторний к.к.д.:	h $\eta_и$ =	0,40	
ефективний к.к.д.:	η_e =	0,36	
кількість свіжого заряду	M_1=	18,792	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_г$=	18,837	кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.}$=	793,4	К
температура на початку стиску	T_d=	350,6	К
мольна теплоємкість продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''v$ =	24,32	кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємкість свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'v$ =	21,69	кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	P_{mi}=	1072,24	кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_П = Q_e + Q_B + Q_Г + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e- теплота, еквівалентна ефективній роботі;

$Q_в$- теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_г$- теплота, яка виноситься випускними газами;

$Q_м$- теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{н.в.}$- невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_П = B \cdot Q_H / 3600$$

$Q_П$ = 1124,5 кВт

у відсотковому відношенні $q_п$ приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

Q_e= 401,9 кВт

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_п \cdot 100\,\%$$

$q =$ 35,7 %

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$Q'_e =$ 400 кВт

Вираховуємо похибку

$\Delta = (Q_e - Q_e)/Q_e \cdot 100\%$

$\Delta =$ 0,49 %

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_в = Q_w + Q_{т.п} + Q_{в.н.}$$

де Q_w- теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{т.п.}$- теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ -теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вип}) \cdot Q_n$$

де $W_{нап.}, W_{ст.}, W_{г.р.}, W_{вип}$ - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

$Q_w =$ риментальних даних:

$W_{нап.} = 0$	$W_{г.р.} = 0{,}09\text{-}0{,}25$	0,17
$W_{ст.} = 0$	$W_{вип} = 0{,}01\text{-}0{,}07$	0,05

247,4 кВт

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + в \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де а = 0,088 в = 0,0118 - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$C_m = S \cdot n/30$ середня швидкість поршня

$C_m =$ 5,66666667 м/с

$P_{мд} =$ 154,866667 кПа

Середній тиск тертя поршня:

$P_{ср.т.} = 0{,}6 \cdot P_{мд}$

$P_{ср.т.} =$ 92,92 кПа

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{СР.Т} \cdot V_s \cdot n \cdot i/(30 \cdot z)$$

де V_s- робочий об'єм циліндру.

$V_s = \pi d^2 \cdot S/4$

V_s= 0,0167 м^3

P_n= 38,8 кВт

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{т.п.} = P_{п}$$

$Q_{Т.П.}$= 38,8 кВт

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається через стінки втулки циліндру та утворюється при терті поршнів двигуна:

$$Q'_B = Q_W + Q_{Т.П.}$$

Q'_B = 286,1 кВт

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_в \cdot C_{mв} \cdot \Delta T_в}$$

К = 1,2-1,5 - коефіцієнт запасу. К= 1,5

$\rho_в$ = 1000 кг/м^3 - середня щільність води.

$C_{mв}$ = 4,19 кДж/(кг*град) - середня теплоємкість води.

$\Delta T_в$ = 6-10 К - температурний перепад води в холодильнику.

$\Delta T_в$ = 10 К

$V_в$= 0,0102 м^3/с

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_в \cdot \Delta P_в / \eta_{в.н.}$$

де $\Delta P_в = 98$ кПа - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{в.н.}$ = 0,6 - 0,7 - к.к.д. водяного насосу.

$\eta_{в.н.}$ = 0,6

$P_{в.н.}$= 1,67 кВт

Тоді $Q_{в.н.}$= 1,67 кВт

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_в = Q_w + Q_{Т.П} + Q_{в.н.}$$

$Q_в$= 287,8 кВт

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_в = Q_в / Q_П \cdot 100\%$$

$q_в$= 25,59 %

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_Г = \frac{B_r}{3.6 \times 224}\left[M_2 \cdot \left(mC''_p\right)_{T_0}^{T_{срг}} \cdot T_{срг} - M_1 \cdot \left(mC_p\right)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d\right]$$

$mC'_p = 8{,}314 + mC'v$ ізобарна теплоємкість продуктів згорання

$mC''_p = 8{,}314 + mC''v$ ізобарна теплоємкість свіжого заряду.

mC''_p = 32,63 кДж/(кмоль·К) mC'_p =

mC'_p = 30,00 кДж/(кмоль· К)

$Q_Г$ = 422,1 кВт

Що складає у відсотковому відношенні:

$q_Г = Q_Г / Q_П \cdot 100\%$

$q_г$ = 37,53 %

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$Q_{М1} = (Q_w + Q_{МД}) - Q_в$

$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_П$ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де $\Delta_{МД} = (P_{МД} / P_{mi})\eta_i$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$\Delta_{МД}$ = 0,0572

тоді

$Q_{МД}$ = 64,3 кВт

$Q_{М1}$ = 23,8 кВт

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_М = \frac{\kappa \cdot Q_{М1}}{\rho_М \cdot C_{тм} \cdot \Delta T_м}$$

К = 1,2 - 1,5 - коефіцієнт запасу К= 1,5

$\rho_м = 900$ кг/м^3 – щільність масла

$C_{тм}$= 2,094 кДж/кг - середня теплоємкість масла.

$T_м$= 6 - 15 К - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$\Delta T_м$= 10 К

$V_м$= 0,0019 м^3/с

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{М.Н.} = \frac{V_М \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0{,}3 - 0{,}4) \cdot 10^6$Па - робочий тиск масла в системі.

P_0= 400000 Па

$\eta_м = 0{,}7 - 0{,}9$ -механічний к.к.д. масляного насоса.

$\eta_{M} = 0,7$

$P_{м.н.} =$ 1,08 кВт

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$Q_{M2} =$ 1,1 кВт

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$Q_M =$ 24,9 кВт

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_П \cdot 100\%$$

$q_M =$ 2,22 %

Невраховані теплові втрати

$$Q_{НВ} = Q_I - (Q_e + Q_в + Q_г + Q_M)$$

$Q_{Н.В.} =$ 12,2 кВт

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{Н.В.} = Q_{Н.В.} / Q_П \cdot 100\%$$

$q_{Н.В.} =$ 1,09 %

Всі отримані дані зведені в таблицю 1

Таблиця 1 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	401,9	35,7
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	287,8	25,6
теплота, яка виноситься випускними газами	422,1	37,5
теплота, яка відводиться маслом	24,9	2,2
невраховані теплові втрати	12,2	1,1
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1149,0	100,0

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.
Вихідні дані

P_{mi}=	1,072	МПа	Середній індикаторний тиск.
P_d=	0,1900	МПа	Тиск в кінці впуску.
n_1=	1,350		Показник політропи стиску.
ε_c =	10,500		Ступінь стиску.
P_{max}=	10,684	МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
n_2=	1,270		Показник політропи розширення.
ρ =	1,000		Ступінь попереднього розширення.
m_p=	0,040	МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
ξ =	0,900		

Таблиця 2 Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, МПа$	P_{CT} , мм	$P_{роз}, МПа$	$P_{роз}$, мм	$P_{ср}, МПа$
1	4,543	113,6	10,684	267,1	6,141
1,25	3,361	84,0	8,048	201,2	4,686
1,5	2,628	65,7	6,384	159,6	3,756
1,75	2,134	53,4	5,249	131,2	3,115
2	1,782	44,6	4,430	110,8	2,648
3	1,031	25,8	2,647	66,2	1,616
4	0,699	17,5	1,837	45,9	1,138
5	0,517	12,9	1,384	34,6	0,866
6	0,404	10,1	1,098	27,4	0,693
7	0,328	8,2	0,903	22,6	0,574
8	0,274	6,9	0,762	19,0	0,487
9	0,234	5,8	0,656	16,4	0,422
9,5	0,217	5,4	0,612	15,3	0,395
				$P_{mi}^{д}$=	1,117

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{мм}$$

V_s=[AB]=	180	мм	Приведений робочий об'єм
V_c=	18,947	мм	

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{\left| P_{mi} - P_{mi}^{Д} \right|}{P_{mi\ ср}} \times 100\%$$

$$P_{mi ср} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{Д}}{2}, МПа$$

$P_{mi\ ср}$= 1,095 МПа

ΔP_{mi}= 4,08

Похибка не перевищує 5%

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

$C', ДоВМТ$	точка подачі іскри.
$f, ДоВМТ$	Визначається кутом випередження запалювання
	точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 =,^0 ПКВ$
$\Delta\varphi_2, ПіслявМТ$	кут після ВМТ, де тиск максимальний
$b', ПіслявМТ$	точка відкриття випускного клапану
$r', ДоВМТ$	точка відкриття впускного клапану
$r'', ПіслявМТ$	точка закриття випускного клапану
$d', ДоВМТ$	точка закриття впускного клапану
c''	точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску
	точка максимального тиску газів
Z_d	

Вихідні дані.

λ_L =	0,268		Кривошипно-шатунне відношення.
[AB]=	180	мм	Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\varphi_1$ =	10	^{0} ПКВ	Кут затримки згорання.
P_r=	0,183	МПа	Тиск залишкових газів.
m_p=	0,040	МПа/мм	Масштаб тиску.
S=	340	мм	Хід поршня.
P_c=	4,543	МПа	Тиск в кінці стиску.
P_{max}=	10,684	МПа	Максимальний тиск.

Таблиця 3 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, ПКВ$	Постійна $X=(1-\cos\varphi)+\frac{\lambda_L}{4}\times(1-\cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X\times\frac{[AB]}{2}, мм$
$C', ДоВМТ$	15	0,043	3,9
$f, ДоВМТ$	5	0,005	0,4
$\Delta\varphi_2, ПіслявМТ$	10	0,019	1,7
$b', ПіслявМТ$	130	1,721	154,9
$r', ДоВМТ$	10	0,019	1,7
$r'', ПіслявМТ$	30	0,167	15,1
$d', ДоВМТ$	150	1,900	171,0

Ордината точки r

$\frac{P_r}{m_p}$, мм 4,6 мм

Тиск газів в ВМТ.

$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$

1,2 Число з інтервалу.

P_c'' = 5,45 МПа

P_c'' = 136,3 мм

Максимальний тиск згорання.

для карбюраторних і газових двигунів: $P_{zd}=P_{max}*0,85$

Pzd= 9,08 МПа

Pzd= 227 мм

Поправка Брікса

$OO' = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}$, мм

OO' = 21,3 мм

Масштаб переміщення

$M_s = \frac{S}{AB}$

M_s= 1,89

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO = \frac{OO'}{M_S}$, мм

OO= 11,3 мм

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються, необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Вихідні дані:

d=	0,25	м - діаметр циліндра
s=	0,34	м - хід поршня
λ_L=	0,268	- кривошипно-шатунне відношення
r=	0,17	м - радіус кривошипа
n=	500	$хв^{-1}$ - частота обертання
m_s=	40,0	кг - маса деталей, що рухаються зворотньо-поступально
m_F=	1,00	кН/мм - маштаб сил
m_p=	0,05	МПа/мм маштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\varpi = \frac{\pi \times n}{30}$$

ω= 52,3 $с^{-1}$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

A= 0,049 $м^2$

Сила тиску газу

$$F_г = (P_c - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_г \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times tg\beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_к = F_d \frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{и\,об} = -m_R r\omega^2, H$$

$F_{иоб.}$= -4,6 кН

$F_{иоб.}$= -4,6 мм

Маса деталей, що рухаються обертально

m_R= 9,87 кг

Тиск газів в залежності від кута повороту колінчастого вала

для $\varphi = 10 \ldots 180^{\ 0}$ $P_ц = P_d$

для $\varphi = 190 \ldots 350^{\ 0}$ $P_ц = P_d \left(\frac{V_a}{V_f}\right)^{n_1}$

для $\varphi = 360^{\ 0}$ $P_ц = \frac{P_{max} + P_c}{2}$

для $\varphi = 370^{\ 0}$ $P_ц = P_{max}$

для $\varphi = 380 \ldots 530^{\ 0}$ $P_ц = P_{max} \left(\frac{V_c \cdot \rho}{V_f}\right)^{n_1}$

для $\varphi = 540^{\ 0}$ $P_ц = \frac{P_b + P_d}{2}$

для $\varphi = 550 \ldots 720^{\ 0}$ $P_ц = P_r$

Робочий об'єм

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S = \quad 0{,}01668 \quad м^3$$

Об'єм камери сгорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = \quad 0{,}00209 \quad м^3$$

Повний об'єм

$V_a = V_s + V_c =$ 0,018766 $м^3$

Перемінний об'єм циліндра в залежності від кута повороту колінчастого вала

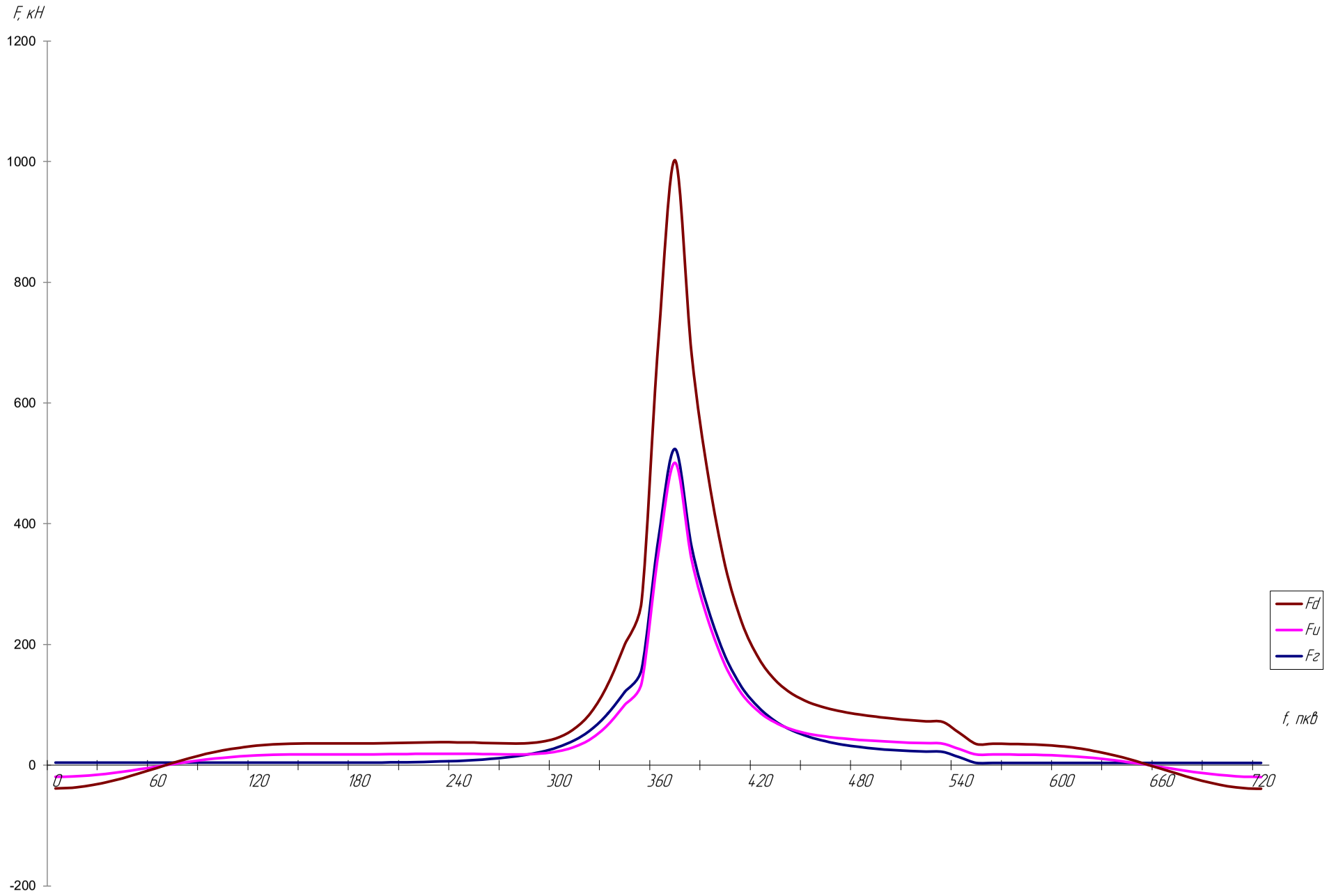
$$V_f = Ar\left[(1-\cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4}(1-\cos\varphi)\right] + V_c, м^3$$

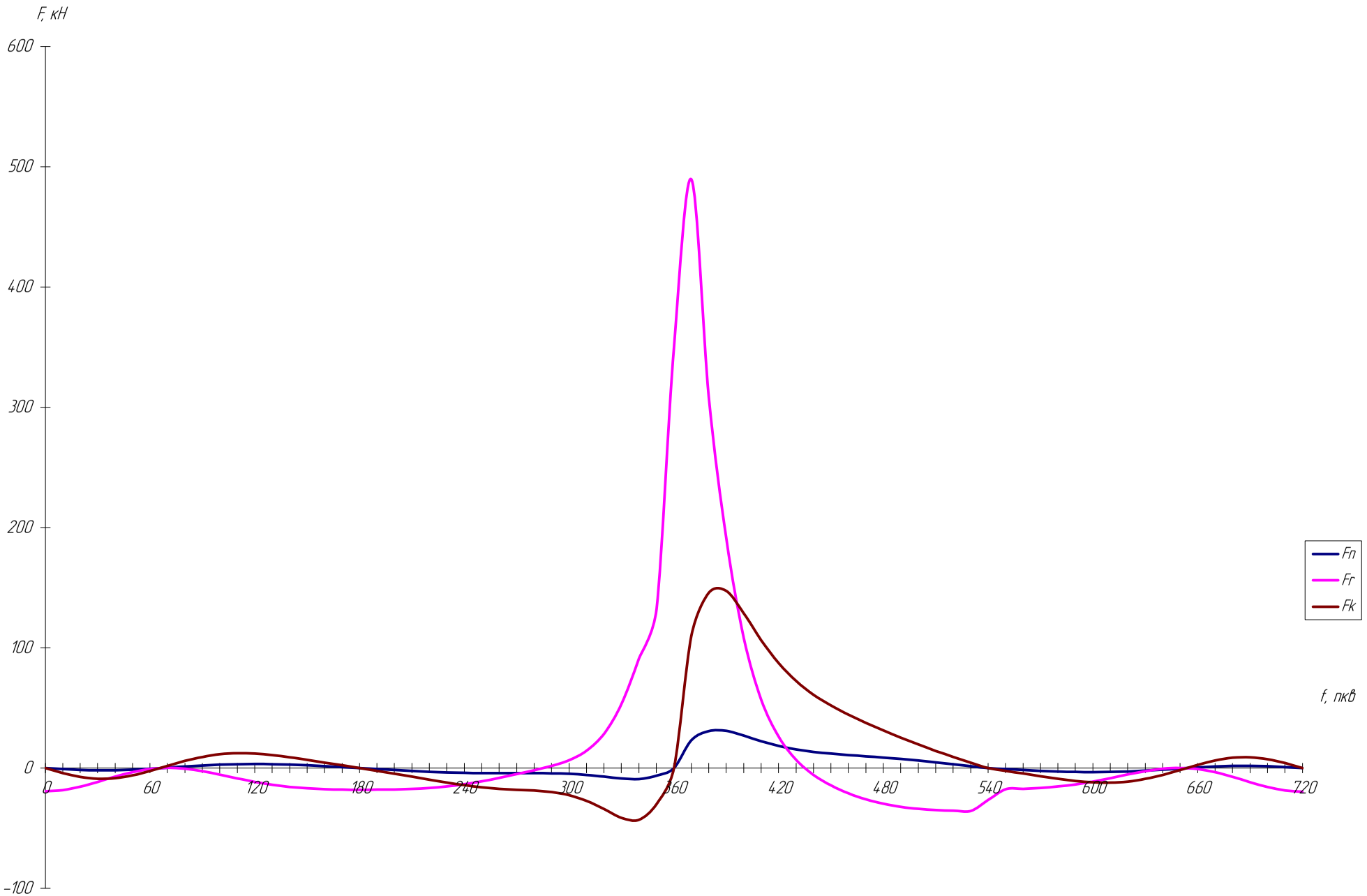
Таблиця 4 Результати динамічного розрахунку.

φ °	Vf	Fг	Fи	Fd	FN	Fr	Fk	Fг	Fи	Fd	FN	Fr	Fk
пкв	м3	кн	кн	кн	кн	кн	кн	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0021	4,352	-23,615	-19,263	0,000	-19,263	0,000	4,35	-23,61	-19,26	0,00	-19,26	0,00
10	0,0022	4,352	-23,031	-18,679	-0,866	-18,244	-4,101	4,35	-23,03	-18,68	-0,87	-18,24	-4,10
20	0,0027	4,352	-21,324	-16,972	-1,532	-15,414	-7,273	4,35	-21,32	-16,97	-1,53	-15,41	-7,27
30	0,0035	4,352	-18,624	-14,272	-1,849	-11,395	-8,807	4,35	-18,62	-14,27	-1,85	-11,40	-8,81
40	0,0045	4,352	-15,133	-10,781	-1,755	-7,047	-8,375	4,35	-15,13	-10,78	-1,75	-7,05	-8,37
50	0,0057	4,352	-11,104	-6,753	-1,277	-3,255	-6,083	4,35	-11,10	-6,75	-1,28	-3,26	-6,08
60	0,0071	4,352	-6,816	-2,464	-0,514	-0,723	-2,428	4,35	-6,82	-2,46	-0,51	-0,72	-2,43
70	0,0086	4,352	-2,546	1,806	0,400	0,176	1,857	4,35	-2,55	1,81	0,40	0,18	1,86
80	0,0101	4,352	1,456	5,808	1,330	-0,557	5,996	4,35	1,46	5,81	1,33	-0,56	6,00
90	0,0115	4,352	4,991	9,343	2,163	-2,599	9,343	4,35	4,99	9,34	2,16	-2,60	9,34
100	0,013	4,352	7,924	12,276	2,812	-5,440	11,506	4,35	7,92	12,28	2,81	-5,44	11,51
110	0,0143	4,352	10,193	14,545	3,224	-8,531	12,373	4,35	10,19	14,54	3,22	-8,53	12,37
120	0,0154	4,352	11,807	16,159	3,370	-11,419	12,066	4,35	11,81	16,16	3,37	-11,42	12,07
130	0,0164	4,352	12,838	17,190	3,250	-13,812	10,850	4,35	12,84	17,19	3,25	-13,81	10,85
140	0,0173	4,352	13,400	17,752	2,889	-15,594	9,032	4,35	13,40	17,75	2,89	-15,59	9,03
150	0,0179	4,352	13,633	17,985	2,330	-16,791	6,886	4,35	13,63	17,98	2,33	-16,79	6,89
160	0,0184	4,352	13,677	18,029	1,627	-17,509	4,607	4,35	13,68	18,03	1,63	-17,51	4,61
170	0,0187	4,352	13,651	18,002	0,834	-17,875	2,300	4,35	13,65	18,00	0,83	-17,87	2,30
180	0,0188	4,352	13,633	17,984	0,000	-17,984	0,000	4,35	13,63	17,98	0,00	-17,98	0,00
190	0,0187	4,415	13,651	18,065	-0,837	-17,937	-2,308	4,41	13,65	18,07	-0,84	-17,94	-2,31
200	0,0184	4,607	13,677	18,285	-1,650	-17,757	-4,672	4,61	13,68	18,28	-1,65	-17,76	-4,67
210	0,0179	4,945	13,633	18,578	-2,407	-17,345	-7,113	4,94	13,63	18,58	-2,41	-17,34	-7,11
220	0,0173	5,453	13,400	18,853	-3,068	-16,561	-9,593	5,45	13,40	18,85	-3,07	-16,56	-9,59
230	0,0164	6,173	12,838	19,011	-3,595	-15,275	-12,000	6,17	12,84	19,01	-3,59	-15,27	-12,00
240	0,0154	7,167	11,807	18,974	-3,957	-13,408	-14,169	7,17	11,81	18,97	-3,96	-13,41	-14,17

Продовження таблиці 4

250	0,0143	8,529	10,193	18,722	-4,149	-10,981	-15,926	8,53	10,19	18,72	-4,15	-10,98	-15,93
260	0,013	10,399	7,924	18,323	-4,197	-8,119	-17,174	10,40	7,92	18,32	-4,20	-8,12	-17,17
270	0,0115	12,995	4,991	17,986	-4,163	-5,003	-17,986	12,99	4,99	17,99	-4,16	-5,00	-17,99
280	0,0101	16,656	1,456	18,112	-4,149	-1,736	-18,698	16,66	1,46	18,11	-4,15	-1,74	-18,70
290	0,0086	21,928	-2,546	19,382	-4,296	1,890	-19,938	21,93	-2,55	19,38	-4,30	1,89	-19,94
300	0,0071	29,695	-6,816	22,879	-4,771	6,712	-22,543	29,69	-6,82	22,88	-4,77	6,71	-22,54
310	0,0057	41,379	-11,104	30,275	-5,725	14,595	-27,274	41,38	-11,10	30,27	-5,72	14,60	-27,27
320	0,0045	59,144	-15,133	44,011	-7,163	28,767	-34,186	59,14	-15,13	44,01	-7,16	28,77	-34,19
330	0,0035	85,624	-18,624	67,000	-8,680	53,494	-41,346	85,62	-18,62	67,00	-8,68	53,49	-41,35
340	0,0027	121,544	-21,324	100,220	-9,045	91,021	-42,946	121,54	-21,32	100,22	-9,04	91,02	-42,95
350	0,0022	158,816	-23,031	135,785	-6,294	132,624	-29,809	158,82	-23,03	135,79	-6,29	132,62	-29,81
360	0,0021	373,551	-23,615	349,936	0,000	349,936	0,000	373,55	-23,61	349,94	0,00	349,94	0,00
370	0,0022	524,202	-23,031	501,172	23,231	489,503	110,021	524,20	-23,03	501,17	23,23	489,50	110,02
380	0,0027	361,388	-21,324	340,064	30,691	308,850	145,724	361,39	-21,32	340,06	30,69	308,85	145,72
390	0,0035	257,372	-18,624	238,748	30,932	190,620	147,332	257,37	-18,62	238,75	30,93	190,62	147,33
400	0,0045	180,692	-15,133	165,559	26,947	108,215	128,599	180,69	-15,13	165,56	26,95	108,21	128,60
410	0,0057	129,248	-11,104	118,144	22,340	56,957	106,433	129,25	-11,10	118,14	22,34	56,96	106,43
420	0,0071	95,412	-6,816	88,596	18,476	25,990	87,296	95,41	-6,82	88,60	18,48	25,99	87,30
430	0,0086	72,922	-2,546	70,376	15,597	6,861	72,396	72,92	-2,55	70,38	15,60	6,86	72,40
440	0,0101	57,655	1,456	59,111	13,541	-5,664	61,022	57,65	1,46	59,11	13,54	-5,66	61,02
450	0,0115	47,052	4,991	52,043	12,047	-14,477	52,043	47,05	4,99	52,04	12,05	-14,48	52,04
460	0,013	39,535	7,924	47,459	10,872	-21,030	44,483	39,53	7,92	47,46	10,87	-21,03	44,48
470	0,0143	34,119	10,193	44,312	9,821	-25,991	37,696	34,12	10,19	44,31	9,82	-25,99	37,70
480	0,0154	30,176	11,807	41,984	8,755	-29,667	31,350	30,18	11,81	41,98	8,76	-29,67	31,35
490	0,0164	27,297	12,838	40,135	7,589	-32,248	25,334	27,30	12,84	40,14	7,59	-32,25	25,33
500	0,0173	25,213	13,400	38,613	6,285	-33,919	19,647	25,21	13,40	38,61	6,28	-33,92	19,65
510	0,0179	23,741	13,633	37,374	4,842	-34,894	14,311	23,74	13,63	37,37	4,84	-34,89	14,31
520	0,0184	22,764	13,677	36,441	3,289	-35,391	9,312	22,76	13,68	36,44	3,29	-35,39	9,31
530	0,0187	22,206	13,651	35,857	1,662	-35,602	4,581	22,21	13,65	35,86	1,66	-35,60	4,58


F, кН
1200
1000
800
600
400
200
0
-200
0
60
120
180
240
300
360
420
480
540
600
660
720
f, пкВ
Fd
Fu
Fz


F, кН
600
500
400
300
200
100
0
-100
0
60
120
180
240
300
360
420
480
540
600
660
720
Fп
Fг
Fк
f, пкВ

2.6 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу.

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектованого двигуна. Таблиця 2.2

№п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	345	401,9	16,5
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	847	963	13,7
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,401	0,356	-11,2
4	Механічний ККД	η_m	-	0,865	0,9	4,05
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	МДж	9,435	10,503	11,3
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

Для порівняння кількості тепла, що використана проектованим двигуном та прототипом було зроблено перерахунок питомої ефективної витрати палива:

1. У дизельного двигуна

   b_e=0,222·42500=9,435 МДж

2. У проектованого двигуна

   b_e=0,314·33450=10,503 МДж

Згідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектованого двигуна на 55кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.1 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 56,9кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 16,5%.

Крім того, відповідно завдання змінено вид палива, що використовується двигуном. Використання природного газу потребує

зменшення тиску в камері згоряння для уникнення явищ детонації. Відповідно табл. 2.1 середній ефективний тиск зменшився на 13,7%. Конструктивно це було досягнуто за рахунок змінення форми головки поршня.

Результати таблиці 2.1 показують зменшення ефективного ККД двигуна що проектується на 11,2% у порівнянні з прототипом.

Збільшення питомої ефективної витрати палива можна пояснити збільшенням ефективної потужності проектованого двигуна, а також зміною виду палива у порівнянні з прототипом. Але кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива в циліндрі проектованого двигуна є більшою на 11,3%, що й дозволило збільшити потужність за умови незмінності геометрії циліндру та частоти обертання колінчастого валу

Також необхідно відмітити зменшення механічного ККД проектованого двигуна на 11,2%.

Все вище зазначене дозволяє зробити висновок про необхідність застосування додаткових конструкторських рішень, напрямлених на збільшення міцності деталей кривошипно-шатунного механізму. Зазначені рішення описано в розділі 3 даної дипломної роботи.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Поршень є однією із найбільш відповідальних та напружених деталей двигунів. Поршень приймає на себе навантаження від сил тиску газів та сил інерції, а також теплові навантаження в результаті контакту днища з гарячими газами, головним чином в процесі згоряння та розширення. Крім того, корпус поршня додатково нагрівається від тертя його бокової поверхні по стінці циліндру.

В результаті дії гарячих газів днище поршня сильно нагрівається, внаслідок чого знижується його міцність та погіршуються умови змащування, а в карбюраторному двигуні підвищена температура днища сприяє виникненню детонації. Поршень передає теплоту стінкам циліндру головним чином поршневі кільця та юбку, через внутрішню поверхню днища і стінок – картерним газам та маслу, через поршневий палець – шатуну.

Внаслідок багатьох функцій, що виконує поршень, до матеріалу останнього пред’являються серйозні вимоги. Матеріалами для виготовлення поршнів служить чавун, сталь та легкі сплави. Поширеним матеріалом для поршневих двигунів внутрішнього згоряння усіх типів є чавун (як сірий, так і ковкий). Найбільш часто застосовують чавуни марок СЧ25, СЧ28, СЧ32. В напружених конструкціях двигунів для підвищення механічних якостей та теплостійкості застосовують леговані та зверх міцні чавуни: леговані присадками ванадію, титана, міді, хрому, наприклад, чавун марки ВЧ50-2.

Чавун та сталь порівняно із легкими сплавами характеризуються більш високою міцністю та зносостійкістю, а також малим коефіцієнтом лінійного розширення. Із легких сплавів застосовують переважно алюмінієві (АЛ1, АЛ10В, АЛ19, В300 та інші), що відрізняються різноманітним хімічним складом. Найбільше поширення знайшли мідно алюмінієві та кремній алюмінієві сплави. Останні мають кращі ливарні властивості та відносно низький коефіцієнт лінійного розширення. Крім того, при застосуванні цих сплавів збільшується зносостійкість поршневих канавок (при підвищеній

температурі). Поршні із цих сплавів виготовляють методами лиття як в землю, так і в кокіль; останній спосіб дозволяє достатньо точно видержати масу заготовки, зменшити припуск для наступної механічної обробки та забезпечити порівняно низьку собівартість виготовлення.

Деформуючі алюмінієві сплави АК2, АК4, АК4-1, Д20 дають можливість получити заготовки поршня шляхом кування та штамповки. Сплави АК4-1 і Д20 мають переваги при підвищених температурах (вище 150 °С). Кращі властивості при температурах вище 300°С мають сплави Д20.

Перевагами поршнів, виготовлених із легких сплавів, в порівнянні з поршнями, виготовленими із чавунів та сталей, є менша маса та в 3…3,5 рази більш висока теплопровідність. При відносно низької температурі алюмінієвих поршнів (250…350°С замість 400…450°С чавунних поршнів) підвищується коефіцієнт наповнення, а також появляється можливість підвищення ступеню стиску у карбюраторних двигунах без небезпеки виникнення детонації. Крім того, поршні із легких сплаві відрізняються меншим утворенням нагару при роботі та меншим тертям. Маса поршня із алюмінієвого сплаву при інших рівних умовах менше маси чавунного поршня на 30…50 %. В результаті більш низької температури, менших сил інерції та меншого тертя при заміні чавунних поршнів поршнями із легких сплавів потужність двигуна підвищується на 10…20% та зменшується витрата палива та масла.

Проте при великих зазорах (в непрогрітому двигуні та при малих загрузках) поміж корпусом поршня та стінками циліндрів, якщо поршні виготовлені із легких сплавів, спостерігається стук, що приводить до підвищеного зношування двигунів, які працюють при змінних загрузочних режимах. Крім того, у цих поршнів гірші механічні властивості та нижча теплостійкість. До цього треба віднести високу вартість поршнів із легких сплавів та швидку розробку гнізд для поршневого пальця в бобишках і канавок кілець.

3.2 Вибір конструкції проектованого поршня

3.2.1 Конструктивна форма днища поршня

Одним із найбільш частих дефектів поршнів слід вважати перегрів днища, який визиває відпуск матеріалів, погіршення механічних властивостей та втрату твердості. Періодична дія сил тиску газів разом з вказаним перегрівом визиває появу мілких тріщин, що призводять до руйнування днища. Температура поршнів залежить від параметрів процесу та конструкції двигуна. Значний вплив на температуру поршня мають конструкції гільз (втулок) та спосіб їх з'єднання з блоком циліндрів. Найбільш інтенсивного охолодження можна досягнути при мокрих гільзах. Значний вплив на розподіл температур в голівці поршня має також розташування передкамер та вихрових камер.

Велике значення для надійної роботи поршня має обрис днища. Форма днища визначається в першу формою камери згоряння, пов’язаною із способом сумішоутворення, розташуванням клапанів в кришці (головці), а в двотактних двигунах – і з системою газорозподілу.

На рис. 3.1 показані найбільш розповсюджені форми днищ, що застосовуються в форсованих двигунах (дизелях). Плоскі днища застосовують в двигунах із запалюванням від стиску, головним чином в передкамерних та вихрокамерних (а також в двигунах із зовнішнім сумішоутворенням). Днище, виконане по схемі рис. 3.1,а має підвищену жорсткість. Для даної конструкції характерна менша можливість утворення масляного нагару. Подібні днища застосовують в однокамерних та багатокамерних двигунах із запалюванням від стиску, а також у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням. При такій конструкції днища можна в тій або іншій мірі придати необхідне направлення потоку повітря.

Днище, що виконане по схемі рис. 3.1,б утворює сприятливу форму камери згоряння, що наближається до шарової, при безпосередньому впорскуванні. Ці днища застосовують головним чином в чотиритактних двигунах як із внутрішнім, так із зовнішнім сумішоутворенням та в деяких конструкціях двохтактних двигунів.

Днище поршня, що показане на рис. 3.1,в, утворює камеру згоряння, близьку по формі до факелу палива, що розпилюється. Такі днища застосовують при безпосередньому впорскуванні в двигунах із запалюванням від стиску як в чотиритактних, так і в двотактних при прямоточній продувці. В такій конструкції розпилене паливо не попадає на стінки циліндру, що покращує його витрату та попереджує попаданню його в мастило.

Днище, що показане на рис. 3.1,г сприяє поліпшенню сумішоутворення. Однак при такій формі необхідні спеціальні конструктивні заходи для підвищення надійності днища. Цю конструкцію застосовують в основному в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску з безпосереднім впорскуванням.

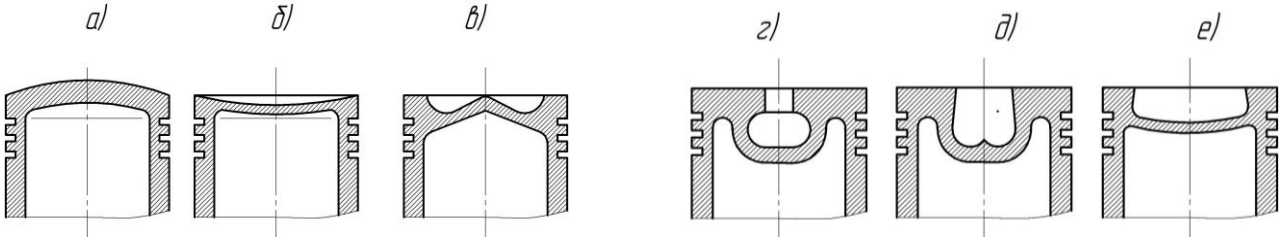


Рисунок 4.1 – Форми днищ поршня

Днище, що виконане по схемі рис. 3.1,д відрізняється формою, що сприяє покращенню сумішоутворення. Інколи камери згоряння, що розташовані в поршні, зміщують в сторону для забезпечення тангенціального напрямку повітря, яке збільшує швидкість вихору. Але при цьому маємо нерівномірний розподіл температур в голівці поршня.

Днище, показане на рис. 3.1,е, завдяки більш простої форми відрізняється підвищеною надійністю, ніж днища показані на рис. 3.1,г,д. Таку конструкцію застосовують головним чином в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску.

3.2.2 Форма поршня

Форма корпусу поршня та його основні розміри визначаються в першу чергу умовами відведення тепла, що надходить від камери згоряння. Поршні

виконують монолітними та складеної конструкції. Одні та другі можуть бути без охолодження та з охолодженням.

При конструюванні поршня необхідно прагнути до того, щоб він мав просту циліндричну, по можливості симетричну форму відносно осі циліндру. Перехід від днища до стінок необхідно виконувати з великими радіусами закруглення для забезпечення рівномірної теплової загрузки в розрізах головки поршня. В напружених конструкціях бобишки зв'язують з днищем поздовжніми та поперечними ребрами. В легких двигунах великої потужності часто бобишки з'єднують безпосередньо з днищем, що полегшує штамповку внутрішньої поверхні поршнів.

Для зменшення температурних напружень раціонально застосовувати днища без ребер. Ребра ускладнюють виготовлення поршня та можуть служити причиною появи внутрішніх напружень в матеріалі.

Компресійні кільця застосовують в кількості від 2 до 6, в залежності від швидкохідності, а також від величини максимального тиску згоряння. Компресійні кільця не слід розміщувати близько до днища, так як внаслідок цього збільшується їх теплова напруженість, а особливо першого кільця, але віддалення кілець від днища приводить до збільшення загальної довжини бокової поверхні та висоти поршня. Це особливо необхідно враховувати при проектуванні легких малогабаритних двигунів, так як віддалення пальця від днища обумовлює збільшення габаритних розмірів двигуна в напрямку вісі циліндру.

Для двигунів тихохідних та середньої швидкохідності, коли технічними вимогами не передбачується особливо малі габаритні розміри двигунів, довжину поршня визначають, в основному враховуючи величину допустимого бокового тиску.

Для швидкохідних малогабаритних чотиритактних двигунів (з малим ресурсом) в першу чергу враховують можливість розміщення основних елементів конструкції: компресійних кілець, перемичок поміж ними, поршневого пальця з бобиками та маслознімних кілець.

Практично пояс, що несе поршневі кільця, не приймає участі в передачі бокових сил: поверхня перерізана канавками. Наявність канавок не дозволяє також створити стійку масляну плівку. Величину зазору поміж цією частиною поршня та стінками циліндру вибирають із умови захисту поршневих кілець від дії гарячих газів, з однієї сторони, та з умови попередження попадання масла в камеру згоряння – з другої сторони. При цьому враховують температурні деформації корпусу поршня та стінок втулки циліндру. Зазор поміж юбкою поршня та стінками циліндру при роботі вибирають із розрахунку вільного переміщення поршня та його можливості встановлюватися (в деяких межах) під дією сил, що розвиваються в масляному шарі поміж поршнем та циліндром. Для зменшення тертя бажано збільшувати зазор, але це приводить до зростання витрати масла, стуку та зношуванню поршня внаслідок поперечного переміщення поршня в мертвих точках.

Зазор поміж поясом поршня, який несе поршневі кільця, та стінками циліндру виконують дещо більшим, ніж в направляючій частині.

Профілі бокової поверхні корпусу поршня, що показані на рис. 3.1, а-г, виконують у вигляді циліндричних або конічних ступенів. В деяких випадках, особливо в останні роки, бокову поверхню поршня на висоті бобишок або дещо ближче до нижнього торця корпусу виконують бочкоподібною. При зміні робочої сторони поршня частина бокової поверхні вступає в контакт з циліндром, і тому дещо поліпшуються умови роботи бічної поверхні поршня, а також змащування юбки під час робочого ходу поршня.

Середні значення зазорів поміж корпусом поршня та стінкою циліндру:

Для чавунних та стальних поршнів

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

  $\Delta D' = (0{,}004 \ldots 0{,}008)D$

- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

  $\Delta D'' = (0{,}0008 \ldots 0{,}0013)D$

Для поршнів із алюмінієвого сплаву

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

$\Delta D' = (0{,}008…0{,}013)D$

- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

$\Delta D'' = (0{,}001…0{,}003)D$

В двигунах з повітряним охолодженням, що працюють при більш високих температурах, зазори поміж поршнями та циліндрами (в холодному стані) мають бути більшими, ніж зазори у двигунів з водяним охолодженням.

Вибір зовнішнього обрису направляючої частини корпусу залежить від деформації середньої частини поршня (в зоні розташування поршневого пальця). В результаті дії температурних деформацій, сили тиску газів на днище поршня та поперечної сили на бокову поверхню поршня розріз корпусу приймає овальну форму. Внаслідок того, що значна частина матеріалу розташована в напрямку осі поршневого пальця, при нагріванні матеріал деформується нерівномірно, тому корпус в районі бобишок приймає форму овалу із збільшенням розміру вздовж осі пальця (рис. 3.1.2). В тому ж напрямку деформацію визиває і дія сили F_N (рис. 3.2). В результаті цього поміж циліндром та частиною поршня, розташованою біля пальця, може виникнути натяг, що приведе до заїдання поршня.

Вказані вище деформації враховують при виготовленні поршня: інколи корпусу поршня придають попередньо при механічній обробці овальну форму з більшою віссю овалу, що перпендикулярна до вісі поршневого пальця, або ж видаляють частину матеріалу із зовнішньої сторони корпусу біля поршневого пальця.

Стінки юбки виконують постійної по довжині товщини або дещо зменшеною в напрямку від поршневого пальця до колінчастого валу. Нерідко стінку юбки виконують з потовщенням у кромки, яке попереджає стінку від можливих при складанні та розбиранні деформацій. Це потовщення використовують також для розташування маслознімних кілець; крім того , потовщення служить для підгонки поршнів по масі і при їх обробці – як база для кріплення. Часто для усунення стуку та перекосу поршня в непрогрітому двигуні та попередження заїдань при роботі поршня із легких сплавів їх

виконують розрізними та еліптичними юбками. Розріз може бути виконаним по всій довжині юбки.

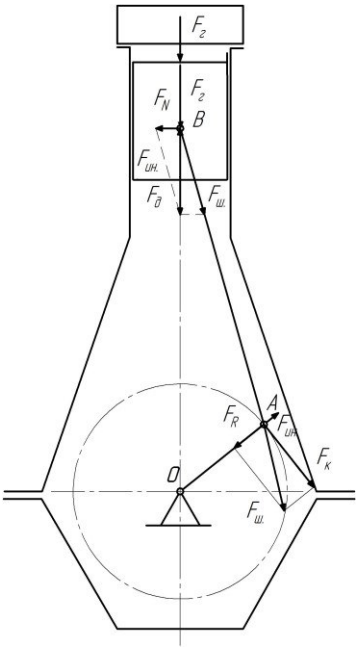


Рисунок 3.2 – Сили, що діють в шатунно-поршневій групі

В цьому випадку пружна тонкостінна юбка деформується незалежно від деформації головки поршня, і зазор поміж корпусом поршня і стінкою циліндра може бути встановлений малим. Звичайно для збільшення міцності розріз роблять не по всій довжині; його виконують П-подібної або Т-подібної форми. В циліндрі поршень встановлюють так, щоб розріз був на тої стороні, де бокова сила менша. Подібні поршні виконують звичайно з юбкою еліптичної форми з малою віссю еліпса, яка направлена по вісі поршневого пальця. Різниця поміж вістями еліпса для поршнів автомобільних двигунів складає 0,1…0,3 мм. При холодному поршні забезпечується ходова посадка по розмірам більшої вісі еліпса. При роботі поршень деформується та приймає практично правильну циліндричну форму.

3.3 Опис конструкції проєктованого поршня

На двигуні-прототипі 8ЧН25/34 встановлено суцільний поршень, виготовлений з чавуну (рис. 3.3). На краях днища поршня з двох сторін виконані заглиблення для попередження дотику поршня до клапанів при їх відкриванні. В

заглибленнях виконано два різьбових отвори, що призначені для загвинчування в них рим-болтів, які використовуються для виймання поршня з шатуном.

Поршень і шатун з'єднані сталевим порожнистим поршневим пальцем 9. Зовнішня поверхня пальці цементована та загартована. Від осьового переміщення палець утримується пружинними стопорними кільцями 8, що встановлені у кільцеві канавки внутрішніх бобишок поршня. На кінцях поршневого пальця встановлені заглушки 11, які мають на зовнішньому діаметрі кільцеву канавку для встановлення ущільнюючих кілець 12. Заглушки утримуються пружинними стопорними кільцями 10. Одна з заглушок має в центрі різьбовий отвір для знімання їх з поршневого пальця.

Поршень такий, що охолоджується. Масло з шатунної шійки через масляні канали А, Б, В, і Г поступає до поршневого пальця. Через отвори в середній частині пальця масло поступає во внутрішню порожнину пальця, а потім через отвори, що розташовані на кінцях поршневого пальця, в кільцеву канавку і отвори, що розташовані в бобишках поршня – в порожнину поршня, що охолоджується. Залишки масла через отвір кришки 15 поршня зливаються в картер.

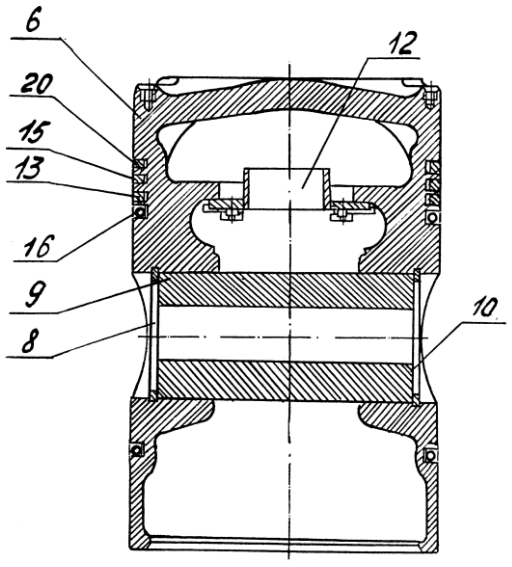


Рисунок 3.3 – Поршень двигуна-прототипу

6 – поршень; 8, 10 - стопорне кільце; 9 - палець; 12 - діафрагма; 13, 15, 20 – кільце компресійне; 16 - кільце маслознімне.

Поршень має шість канавок, в яких розташовані поршневі кільця: в чотирьох верхніх – по одному компресійному, в двох нижніх – по два маслознімних 16. Компресійні кільця мають в перерізі прямокутну форму, замок – косий. Верхнє компресійне кільце має на бічній поверхні зносостійке покриття. Маслознімні кільця мають гострі кромки, які при встановленні в канавки повинні бути напрямлені донизу. Цими кромками при русі поршня донизу з дзеркала циліндра знімається масло, яке через отвори в поршні стікає в картер. Поршневі кільці не застерігають від повороту в канавках. При встановленні поршня в гільзу циліндра замки поршневих кілець повинні бути зміщені одне відносно одного на кут 90° і розташовані по гвинтовій лінії. Різниця в масі поршнів на одному двигуні не більша за 1,0 kg.

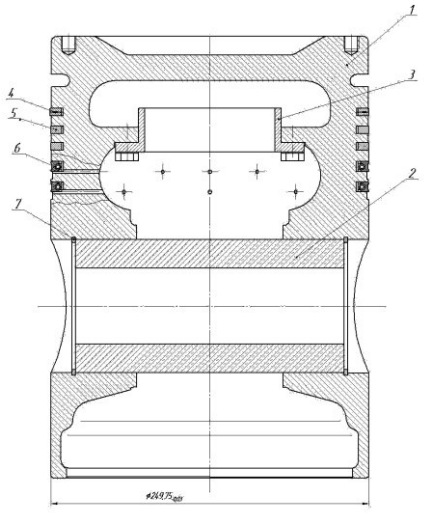


Рисунок 3.4 – Проєктований поршень

Для оптимізація процесу згорання форму днища поршня вибираємо камеру згоряння коритоподібної форми, яка розташована в центрі днища і має мінімальну площу де концентрується більша частина газоповітряної суміші. Це дасть змогу зменшити теплові втрати та зменшити появу детонації.

3.4 Розрахунок проєктованого поршня на міцність

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Завданням розрахунку поршня на міцність є перевірка його працездатності при максимальному тиску згоряння

Вихідні дані для розрахунку

1.Потужність двигуна	P =	400	кВт
2.Число циліндрів двигуна	i =	8	
3.Питома ефективна витрата палива: -природного газу	q_e =	0,225	$м^3/(кВт \cdot год)$
4.Нижча теплота згоряння газу	$Q_н$ =	34500	$кДж / кГ$
5.Доля загальної кількості теплоти, відведеної через голвку поршня	a =	0,06	
6.Максимальний тиск згоряння	P_{max} =	10,684	МПа
7.Діаметр поршня	D =	0,25	м
8.Внутрішній діаметр канавки під компресійне кільце	$D_к$ =	0,23	м
9.Внутрішній діаметр поперечного перерізу головки головки поршня	$D_{ВН}$ =	0,2	м
9.Робоча висота юбки поршня	$L_П$ =	0,24	м
10.Діаметр поршневого пальця	d =	0,105	м
11.Робоча довжина гнізд під палець в бобишках поршня	$l_р$ =	0,095	м
12.Діаметр зовнішній бобишки поршня	$D_Б$ =	0,152	м
13.Товщина днища поршня	δ =	0,021	м
14.Радіус защемлення днища поршня	r =	0,08	м
15.Коефіцієнт, що враховує пружність защемлення	ξ =	1	
16.Максимальна нормальна сила, що діє на поршень, знаходиться із динамічного розрахунку двигуна	F_N =	31780	Н
17.Матеріал поршня	Чавун		
18.Модуль пружності для матеріалу поршня	E =	100000	МПа

Алюміній - $0,72 \cdot 10^{5}$ Чавун - $1 \cdot 10^{5}$ Сталь - $2,1 \cdot 10^{5}$ Мпа

19.Коефіцієнт Пуасона для матеріалу поршня μ = 0,3

Алюміній - 0,26 Чавун - 0,3 Сталь - 0,3

20.Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу поршня α = 1,1E-05 C^{-1}

Алюміній - $1,9 \cdot 10^{-5}$ Чавун - $1,1 \cdot 10^{-5}$ Сталь - $1,4 \cdot 10^{-5}$

Розрахунок

Розрахунок поршня виконуємо в його небезпечних перерізах від сили тиску газів

1.Площа днища поршня $A_{П} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ $F_{П}$ = 0,049 $м^2$

2.Максимальна сила тиску газів $F_Г = A_П \cdot P_{max}$ $F_Г$ = 524,18 $кН$

3.Площа поперечного перерізу поршня по канавці компресійного кільця

$$A_{min} = \frac{\pi * (D_K^2 - D_{ВН}^2)}{4}$$ F_{min} = 0,010 $м^2$

4.Напруження стиску в перерізі поршня по канавці компресійного кільця $\sigma_{СТ} = \frac{F_Г}{A_{min}}$ 51,76 МПа

Допустимі напруження стиску для поршнів із:

чавуну 60МПА алюмінії 40МПа сталі 60МПа

Умова міцності виконується

5.Питомий тиск поршня на втулку робочого циліндру $K = \frac{F_N}{D \cdot L_П}$ К = 0,49 МПа

Допустимий питомий тиск для поршнів із
чавуну 0,2…0,5 МПа алюмінію 0,5…1,0 Мпа
Умова міцності виконується

6.Питомий тиск в бобишках поршня

$$q = \frac{F_Г}{2 \cdot d \cdot l_P}$$ q = 45,58 МПа

Допустимий питомий тиск для поршнів із
чавуну 35…45МПа алюмінію 25…30МПа
Умова міцності виконується

7.Перевірка бобишків поршня на зріз

Площа зрізу бобишків поршня $A = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_б^2 - d^2)}{4}$ A = 0,01896 $м^2$

Напруження зрізу в бобишках поршня

$$\tau = \frac{F_г}{A} \qquad \tau = \quad 27{,}64 \quad \text{МПа}$$

Допустимі напруження зрізу для поршнів із
чавуну 35МПа алюмінію 25МПа
Умова міцності виконується

Розрахунок днища поршня

Днище поршня розраховується, як кругла пластина, що закріплена по контуру і навантажена рівномірно розподіленою нагрузкою

1.Найбільші нормальні напруження по контуру закріплення:

- в радіальному напрямку

$$\sigma_x = \frac{3 \cdot \xi \cdot r^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \delta^2}, МПа \qquad \sigma_x = \quad 116{,}29 \quad \text{МПа}$$

- в тангенціальному напрямку

$$\sigma_y = \frac{3 \cdot \mu \cdot r^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \delta^2}, МПа \qquad \sigma_y = \quad 34{,}89 \quad \text{МПа}$$

2.Напруження в центрі днища поршня

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{3}{8} \cdot (1+\mu) \cdot \frac{r^2}{\delta^2}, МПа \qquad \sigma_x = \quad 75{,}59 \quad \text{МПа}$$

3.Теплове навантаження днища поршня визначається тепловою напруженістю, під якою мається на увазі кількість теплоти q, що проходитьчерез одиниці поверхні в одиницю часу

$$q = \frac{a \cdot P_e \cdot q_e \cdot Q_н}{3600 i \cdot F_n}, кВт/м^2 \qquad q = \quad 175{,}80 \quad кВт/м^2$$

Різницю температур між оберненою до камери згоряння поверхнею днища і поверхнею, що охолоджується маслом можна знайти із рівняння для передачі тепла через плоску стінку

$$\Delta t = \frac{q \cdot \delta}{\lambda}, °C \qquad \Delta t = \quad 70{,}6 \quad °C$$

де $\lambda = 52{,}3 Вт/(м \cdot град)$ -коефіцієнт теплопровідності для чавуну

При жорсткому защемленні днища по контуру радіальні σ_r та тангенціальні напруження σ_t від вісьового перепаду температур на периферії та в центрі днища знаходяться по формулі

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_T = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1-\mu)} \cdot \Delta t, МПа \qquad \sigma_T = \quad 55{,}46 \quad \text{МПа}$$

Сумарні механічні і термічні напруження на периферії

$$\sigma_\Sigma = \sigma_x + \sigma_T, МПа \qquad \sigma_\Sigma = \quad 171{,}75 \quad \text{МПа}$$

Допустимі напруження для днищ поршнів із чавуну

$$[\sigma] = 150...220 МПа$$

Умова міцності виконується

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Правовою основою законодавства щодо охорони праці є Конституція України, Закон України: «Про охорону здоров´я» , «Про пожежну безпеку», «Про використання ядерної енергії і радіаційний захист», «Про забезпечення санітарно – епідеміологічного благополуччя населення», а також Кодекс законів про працю України.

14 жовтня 1992 року Верховна Рада України прийняла Закон « Про охорону праці». Цей закон визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян на охорону їхнього життя і здоров´я в процесі трудової діяльності, регулює при участі відповідних державних органів відносини між власником підприємства, установи й організації або уповноваженим їм органом і працівником з питань безпеки, гігієни праці і виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні.

Специфічною особливістю українського закону, що регламентує правову основу охорони праці, є високий рівень прав і гарантій працівникам. До позитивних моментів Закону України «Про охорону праці» безперечно належить закріплення за державою функцій управління і нагляду за охороною праці.

4.1 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації газового двигуна

При роботі двигуна-генератора виникають наступні небезпечні і шкідливі фактори: незахищені механізми і елементи, які постійно рухаються; шум і вібрація; ємності, що працюють під тиском; виділення шкідливих речовин; теплове випромінювання; пожежна небезпека; можливість поразки електричним струмом. Рівень шуму – один з найважливіших показників силової установки, що повинний відповідати вимогам Закону України «Про охорону праці».

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1

Санітарні норми шуму Таблиця 4.1

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o, Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового поясу, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.2

Санітарні норми вібрації Таблиця 4.2.

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10^{-2}), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму вироблений двигуном 6ГЧН 26/34 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg\left(n_н + Pe^{0.55}\right) + 30\lg\left(\frac{n}{n_н}\right) \right], \text{Дб}$$

де: $n_н$ – номінальна частота обертання, $n_н = 500$ хв$^{-1}$;

n – робоча частота обертання, n = 500 хв$^{-1}$;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 400$кВт.

$$L = \left[54 + 10\lg\left(500 + 400^{0.55}\right) + 30\lg\left(\frac{500}{500}\right) \right] = 82.96\text{Дб}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Рівень вібрації для двигуна визначається по формулі:

$$L = 44 + 10\lg\left(\frac{n_н \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(\frac{1+Pe}{m}\right)}{1 + \left(\frac{1}{1500}\right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} + 30\lg\left(\frac{n}{n_н}\right) \right), \text{Дб}$$

де m – маса двигуна, m = 10350 кг;

$$L = 44 + 10\lg\left(\frac{500 \cdot 400^{0.55} \cdot \left(\frac{1+400}{10350}\right)}{1 + \left(\frac{1}{1500}\right)^3 \cdot \frac{10350}{400}} + 30\lg\left(\frac{500}{500}\right) \right) = 74.3\text{Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермо шоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

Тому заходи що до зниження рівня шуму повинні носити комплексний характер і включати:

- зниження шуму основних джерел в цілому або окремих його вузлах від машинного відділення;

- зниження основних джерел шуму самого двигуна;

- звукоізоляцію машинного відділення.

Основні заходи що до зниження повітряного шуму:

- установка ефективних глушників на впуску повітря і випуску газів, що відробили;

- застосування малошумних камер згорання;

- зниження максимального тиску згорання.

Основні заходи щодо зниження рівня шуму механічного походження:

- можливе зменшення діаметрального зазору в поршнях тронкових двигунів;

- введення гідравлічних штовхальників або буферів у клапано-розподільчий механізм;

- усунення вібрації дизеля, викликаної неврівноваженими силами і моментами, а також недостатньою твердістю рами;

- усунення шуму передатних шестерень і зубчастих коліс, викликаного конструктивними або технологічними причинами;

- облицювання вібро поглинаючими покриттями поверхні катера корпусів нагнітачів, кожухів передач;

- капотування дизелів швидкохідного типу.

Комплексні заходи щодо установки в цілому:

- покриття звукоізолюючими і звуковбирними матеріалами стін МВ;

- установка двигуна на віброізолюючих пристроях;

- розміщення двигуна в звукоізолюючому відсіку з виводом систем управління і контролю до центрального поста;

- установка в МВ звукоізольованих кабін.

Безпека ємностей, що працюють під тиском

Ємності, які знаходяться під тиском, можуть викликати серйозні руйнування. Причинами аварій можуть бути: відсутність або несправність запобіжних клапанів чи редукторів, дефекти при виготовленні, монтажі і ремонті судів, зносі стінок посудин. Ємності, що працюють під тиском, повинні відповідати наступним вимогам.

- корпуси ємностей повинні мати надійні кріплення до фундаменту;

- кожна ємність повинна мати пристрій продування;

- отвори для люків повинні бути тільки стиковими;

- зварені шви ємностей повинні бути тільки стиковими;

- міцність фланців, болтів стінок, зварених швів повинна бути підтверджена розрахунком;

- падіння тиску при іспиті на міцність не повинне перевищувати 0,3…0…0,5% протягом однієї години;

- тиск при іспиті на міцність для сталевих ємностей складає :

P_{icn} = 1,5 P при P ≤ 0,5 МПа;

P_{icn} = 1,25 P при P > 0,5 МПа;

- посудини, що працюють під тиском, встановлюють у місцях, які виключають скупчення людей.

Пожежна безпека

Пожежі в двигуні-генераторі можуть виникнути при порушенні збереження ГЗМ, несправностях газоходу, скупченнях палива й масла під настилом, вибухах несправностях електроустаткування. Для запобігання пожеж необхідно дотримувати вимог Посібника із проведення пожежно-профілактичної роботи.

Конструктивне рішення захисту від пожежі – застосування вогнестійких матеріалів, наявність об'ємно-хімічних і повітряно-пінних систем і засобів пожежогасіння.

- установлення сигналізації виявлення пожежі;

- наявність аварійного виходу з дизель-генераторної;

- автономна система вентиляцій в дизель-генераторної;

- наявність повітряних труб із запобіжними сітками і поплавками камерами в цистернах палива й масла. Виходи повітряних труб розташовані в місцях, які виключають скупчення нафтопродуктів і їхніх пар.

4.2 Охорона навколишнього середовища

Питання охорони навколишнього середовища останнім часом висунулося в число найважливіших. Екологічна безпека поряд з ефективним

функціонуванням засобів захисту навколишнього середовища забезпечується правовим, економічними і соціальними факторами.

Основними законодавчими актами, спрямованими на забезпечення екологічної безпеки, є :

«Закон України про охорону навколишнього середовища» від 25.06.19991р.

«Водний кодекс України, прийнятий 18.12.1990 р.

«Кодекс України про надра», прийнятий 27.07.1994 р.

«Лісовий кодекс України», прийнятий 21.01.1994 р.

З 1 січня 2000 р. введений у дію новий державний стандарт ДСТ 51249-99 «Дизель суднові тепловози і промислові». Викиди шкідливих речовин з газами, що відробили. Норми і методи визначення, вимоги які допускається поширювати на дизель в умовах експлуатації, у тому числі і після капітального ремонту. Виходячи з цього, а також з урахуванням положень Закону «Про охорону атмосферного повітря» № 96 –РЗ від 04.05.99р. і прийнятого у вересні 1997 р. Додатка VI «Правила запобігання забруднення повітряного середовища із судів» до міжнародної Конвенції МАРПОЛ 73/78 на морському і річному транспорті продовженні і розширені роботи по створенню ефективних засобів для зниження забруднення атмосферного повітря.

Відомі наступні методи фізичної і хімічної обробки газів, що відробили, з метою очищення навколишнього середовища від шкідливих речовин і теплового забруднення: утилізації теплових утрат; каталітична, вогньова і рідинна нейтралізація, фільтрація й інше.

Утилізація теплових витрат здійснюється з метою удосконалювання СЄУ, впливає також і на характер забруднення навколишнього середовища , зменшуючи величину теплових викидів. Дія каталітичних нейтралізаторів заснована на без вогневому окислюванні продуктів неповного згорання палива С і C_xH_y в C_2 і H_2O, а також на розкладанні з єднань NO_x у вихідні речовини N_2 і O_2. Вогневе допалювання пальних елементів газів, що відробили, здійснюється в спеціальній камері при температурі 700-850ºС. Принцип дії рідинних нейтралізаторів заснований на розчиненні або хімічному зв`язуванні токсичних

компонентів при пропущенні газів, що відробили, через рідину відповідного складу, такою рідиною може бути і вода. Рідинні нейтралізатори, кріс свого прямого призначення, гасять розпечені тверді частки газів, що відробили, це підвищує комфортабельність судна в цілому.

У простих конструкціях рідинного нейтралізатора, заповненого водою проходячи через шар рідини, гази нейтралізуються і надходять у вихідну трубу, з якої віддаляються в атмосферу. Робота рідинного нейтралізатора не залежить від режиму роботи двигуна.

У випускних трубопроводах двигунів при відсутності утилізаційних парогенераторів встановлюють іскрогасники, що запобігають викиду розпечених часток палива і сажі в навколишнє середовище.

ВИСНОВКИ

При виконанні кваліфікаційної роботи були розглянуті і обґрунтовані питання вибору об`єкту, де буде встановлено двигун, і описана характеристика цього об`єкту.

Були зроблені висновки по основним показникам роботи двигуна і вимоги по його експлуатації.

В конструкторському розділі було проведено вибір та обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку, виконано тепловий розрахунок двигуна, проведено розрахунок індикаторної діаграми, виконано динамічний розрахунок двигуна та розрахунок теплового балансу.

В розділі 3 була розроблена конструкція поршня та виконані його розрахунки на міцність.

Наприкінці роботи були визначені рівні шуму і вібрації, які створює проєктований двигун, розроблені заходи з охорони праці та навколишнього середовища.

ЛІТЕРАТУРА

1. Нестеренко, В. В. Оптимізація конструкторсько-технологічних рішень у двигунобудуванні за критеріями мінімізації виробничих витрат / Н. В. Гавриленко, В. В. Нестеренко // Креативні підходи у сучасних наукових дослідженнях : кол. монографія. – Харків : СГ НТМ "Новий курс", 2026. – Розд. 3, п3.1. – С. 54–73. https://doi.org/10.61718/mon202605.02

2. О.І. Грабовенко, С.М. Доценко, В.В. Нестеренко, І.А. Швець Використання рослинної олії в якості палива в середньообертовому дизельному двигуні.: - Двигуни внутрішнього згоряння, №2 (2021), - С. 79-86 DOI: 10.20998/0419-8719.2021.2.11

3. V. Nesterenko, V. Oshovskyi, O. Hrabovenko, I. Shvets, I. Ursulenko Problems of Using Vegetable Oils as Fuel in Diesel Engines. // Proceedings of 29th International Scientific Conference TRANSPORT MEANS 2025 01-03.10.2025: – Klaipėda, Lithuania, 2025. – Pages 738-744 https://drive.google.com/file/d/1CICNyTi1MubrNsKsRNxzFvZcRXCbvVxa/view

4. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.

5. М.Р. Ткач, Ю.М. Галинкін , Ю.Г. Золотий, А.А. Монахов, В.В Нестеренко, А.С. Познанський Визначення параметрів динамічної міцності глушника двигуна.: - Двигуни внутрішнього згоряння, №1 (2025), - с. 59-65https://doi.org/10.20998/0419-8719.2025.1.07

6. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. // 27 rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04-06.10.2023:–Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages 921-929. https://ebooks.ktu.edu/pdfreader/transport-means-2023.-part-ii.-proceedings-27th-international-scientific-conference

7. I. Gritsuk, D. Pohorletskyi, N. Pohorletska, V. Volkov, M. Volodarets, I. Khudiakov, S. Dotsenko, V. Nesterenko, O. Volska «Features of Assessing Fuel Efficiency and Environmental Performance of Vehicles in Thermal Preparation Processes», SAE Technical Paper 2024-01-5088, Published 02.09.2024, doi:10.4271/2024-01-5088. .

8. N. Fidrovska, S. Dotsenko, S. Nikipchuk, M. Ostashuk, V. Nesterenko, P. Yefimenko Hydrogen wear of metal friction elements of vehicle brakes for urban infrastructure facilities. International Journal of Human Capital in Urban Management. Volume 9, Issue 4, № 36.- October 2024, Pages 553-564. DOI:10.22034/IJHCUM.2024.04.01

9. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Experimental study of cogeneration unit operation on alternative gas fuels. // 28 rd International Scientific Conference on Transport Means 2024 04-06.10.2024:– Palanqa, Lithuania, 2024. – Pages 1020 - 1025. https://doi.org/10.5755/e01.2351-7034.2024.P1020-1025