

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: Підвищення техніко-економічних показників 4-тактного двигуна потужністю 500 кВт за рахунок змінення виду палива та модернізації приводу РВ.

Прототип 8ЧН 25/34.

Виконав:

студент групи 41-ЕМ-22з

Баланда Р.Б.
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ДЕУ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)

Нестеренко В.В.
(підпис)

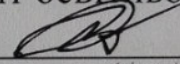
Первомайськ - 2026 р.

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.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Баланді Роману Богдановичу

1. Тема роботи: «Підвищення техніко-економічних показників 4-тактного двигуна потужністю 500 кВт за рахунок змінення виду палива та модернізації приводу РВ. 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 441 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 – поздовжній переріз (СК). 2. Розподільчий вал (СК). 3. Зубчасте колесо розподільчого валу (РК) 4. Індикаторна діаграма та діаграма сил, що діють в КШМ (СХ).

6. Консультанти роботи

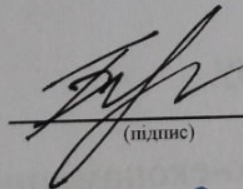
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «12» січня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

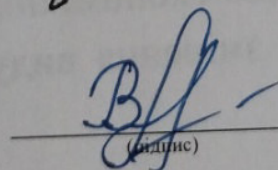
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.02.2026	
2	Загальний розділ.	10.03.2026	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2026	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2026	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2026	
6	Оформлення кваліфікаційної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

Студент


(підпис)

Баланда Р.Б.

Керівник
роботи


(підпис)

Нестеренко В.В.

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, спроектовано газовий двигун з наддувом потужністю 500 кВт для стаціонарної електростанції на базі прототипу 8ЧН 25/34 та розроблено привод газорозподільчого механізму.

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

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу газового 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.

Для забезпечення високих ресурсних показників запроектованого двигуна та надійності його роботи вдосконалена конструкція приводу розподільчого валу.

В проєкті розглянуто основні проблеми щодо захисту навколишнього середовища та охорони праці під час 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: поздовжній розріз двигуна, складальне креслення розподільчого валу, робоче зубчастого колеса; індикаторної діаграми та діаграм сил, що діють в шатунно-поршневому механізмі.

Ключові слова: газовий двигун, розподільчий вал, привод, зубчасте колесо.

ABSTRACT

In accordance with the assignment, this thesis presents the design of a 500 kW supercharged gas engine for a stationary power plant based on the 8CHN 25/34 prototype, as well as the development of a drive mechanism for the gas distribution system.

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

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

To ensure high service life indicators for the designed engine and the reliability of its operation, the design of the camshaft drive has been improved.

The project 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. The noise and vibration levels of the designed engine have been determined.

The graphical section includes the following drawings: a longitudinal section of the engine, an assembly drawing of the camshaft, a working drawing of the gear wheel; as well as indicator diagrams and diagrams of forces acting in the crank-piston mechanism.

Keywords: gas engine, camshaft, drive, gear wheel.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Опис електростанції на базі газового двигуна 8ГЧН 25/34	7
1.2. Опис двигуна-прототипу	8
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вимоги до проектного двигуна	13
2.2 Розрахунок робочого циклу газового двигуна з наддувом	14
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	24
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	29
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	32
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	39
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.	41
3.2 Розробка конструкції приводу розподільчого валу.	43
3.3 Висновок по розділу 3.	50
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених проєктованим двигуном.	51
4.2 Охорона навколишнього середовища.	57
ВИСНОВКИ	59
ЛІТЕРАТУРА	60
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікації складального креслення	

Додаток 2 Двигун 8ГЧН25/34— поздовжній переріз

Додаток 3 Специфікація складального креслення розподільчого валу

Додаток 4 Складальне креслення розподільчого валу

Додаток 5 Робоче креслення зубчастого колеса розподільчого валу

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

ВСТУП

В умовах повно масштабної війни актуальним є застосування окремо розташованих електростанцій, силовою установкою якої є двигун внутрішнього згоряння. Тому незмінно важливими є завдання підвищення їх потужностних, економічних, екологічних показників і довговічності. Вирішення цих завдань пов'язане з вдосконаленням механізму газорозподілу – одним з найбільш навантажених механізмів ДВЗ.

Найбільшого поширення в ДВЗ отримали клапанні системи газорозподільних механізмів. У переважній більшості сучасних ДВЗ застосовують механічні приводи впускних і випускних клапанів, внаслідок чого процесами газообміну в циліндрах управляють кулачки розподільчих валів. Розробка ефективної і довговічної системи ГРМ ДВЗ неможлива без встановлення взаємозв'язку її характеристик з розмірами циліндро-поршневої групи і кривошипно-шатунного механізму, з процесами в циліндрах, газоповітряних трактах і умовами експлуатації.

Тому отримання нових перспективних конструктивних рішень механізму газорозподілу, з урахуванням підвищення жорсткості вимог техніко-економічних та екологічних показників і довговічної роботи двигунів в експлуатації, вимагає проведення не тільки складних, трудомістких конструкторських робіт, але й виконання тривалих доводочних робіт.

За рахунок реалізації комплексу заходів, направлених на підвищення надійності та довговічності роботи складових елементів ГРМ, можна отримати ефективну та довготривалу роботу двигуна з мінімальною кількістю відмов.

При виконання даної кваліфікаційної роботи планується спроектувати чотиритактний газовий двигун потужністю 500 кВт для стаціонарної електростанції на базі двигуна-прототипу 8ЧН 25/34. В ході роботи над спеціальною частиною проєкту планується розробити конструкцію приводу розподільчого валу.

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 8ГЧН 25/34.

Стаціонарна автоматизована електрична станція потужністю 450 кВт на базі двигуна-генератора ДвГА-450, розміщена в капітальному приміщенні, призначена для використання 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.

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

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 двигуна-генератора і подачі свіжого (зовнішнього) повітря для забезпечення роботи двигуна. Система вентиляції складається з дахового вентилятора (витяжного) від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу. Приміщення також вентильовується припливною вентиляцією.

Електростанція має звукоізований 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, які є складовими елементами відповідно системи пуску, системи мащення, охолодження, відводу газів, що відпрацювали. 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 приміщенні 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 або зварно-складова, 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.

З обох боків по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами. З боку вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних і один масляний насоси, а з боку маховика – кожух фланця колінчастого валу з масло відбивним кільцем і сальниковим ущільненням.

У днищі фундаментної рами дизеля 8ЧН 25/34 з цільною рамою – один зливний отвір знаходиться з боку переднього торця, а другий – посередині. На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку укладається гумовий шнур ущільнювача.

Блок-картер чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води.

Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній бурт втулки і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру.

В протоčku на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні пов'язі. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна. Зі сторони розподілення по всій довжині блоку є горизонтальна полиця, на якій встановлені корпуси штовхачів впускних і випускних клапанів.

В порожнині під полицею розташований підшипник розподільчого валу, один з яких (перший від маховика) упорний. Порожнина закрита щитами. Для доступу до механізму руху і рамових підшипників в нижній частині блоку з обох сторін є люки, що зачинені кришками, на яких встановлені запобіжні клапани.

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 приводу розподільчого валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів. У верхню полицю блока вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів.

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи двигуна. У протоčku 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. 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.

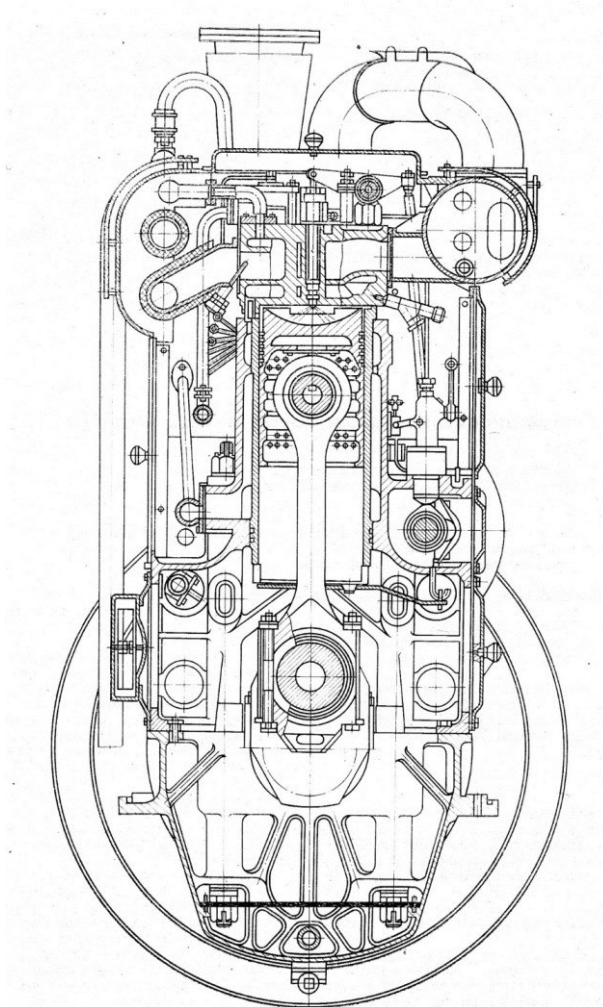


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна 8ЧН25/34

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° .

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, що призначена для приводу розподільчого валу через проміжну пару шестерень.

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі. Стрижень шатуна двотаврового перетину має в центрі канал. У розточування верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка є головним підшипником. У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні сталєалюмінієві 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.

Поршень суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, охолоджуваний і має канавки, в які встановлюються компресійні і маслоснімні кільця. Поршень і шатун з'єднуються сталевим, порожнистим поршневим пальцем. Комплект поршневих кілець складається з трьох компресійних і двох здвоєних маслоснімних кілець.

Паливний насос здійснює стиснення палива до тиску упорскування. Упорскування палива відбувається через форсунку в камеру згорання циліндра дизеля. Форсунка призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згорання газодизеля. Форсунка закритого типу, двох пружинна з гідравлічним управлінням підйому голки і охолоджуванням розпилювача.

Система мащення двигуна комбінована, під тиском і розбризкуванням.

Система охолодження 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.

З метою форсування на дизелі застосовано турбонаддув з проміжним охолодженням 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 тиску. У результаті досягаються такі ж концентрації NO_x як і в дизелях без наддуву.

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 проектного двигуна.

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

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

Технічна характеристика двигуна 8ЧН25/34 Таблиця 2.1

Параметр	Головний дизель
Позначення	8ЧН 25/34
Номинальна потужність на валу дизеля, кВт	441
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)	156+8 (212+11)
Максимальний тиск згоряння при номінальній потужності, кгс/см ² , не більше	70
Середній ефективний тиск при номінальній потужності, кгс/см ²	8,1
Максимальний тиск згоряння, кгс/см ²	70
Маса, кг: дизеля сухого води в дизелі масла в дизелі	13150 350 350
Тиск наддува при номінальній потужності (надлишковий), кгс/см ² , не менше	0,35
Температура масла, що входить в двигун, не більше, °С	70
Температура циркуляційної води, що виходить з двигуна, °С(не більше)	85

* При температурі усмоктувального повітря 20°C, відносної вологості 70%, барометричному тиску 760 мм рт. ст., опорі в газовихлопному трубопроводі не більше 350 мм вод. ст., розрідженні на усмоктуванні не більше 200 мм вод. ст. і температурі забортної води на вході в дизель не більше 32°C

2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна.

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згорання значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згорання змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згорання та дисоціації продуктів згорання скрита в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догорання палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також присутні теплові та аеродинамічні втрати.

В даній кваліфікаційній роботі використовується класична методика теплового розрахунку Гріневецького – Мазінга. Метод теплового розрахунку заснований 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, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого процесу газового двигуна з наддувом.

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	500	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	500	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,45	
Число циліндрів	$i =$	8	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	165	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	$p_r =$	145	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	800	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,35	
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	$Q_H =$	33350	кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 =$ 95,4	$R_{\text{CH}_4} =$ 0,954
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$ 2,6	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$ 0,026
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$ 0,3	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$ 0,003
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$ 0,2	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$ 0,002
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$ 0,2	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$ 0,002
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$ 0,2	$R_{\text{CO}_2} =$ 0,002
оксид вуглецю	$\text{CO} =$ 0	$R_{\text{CO}} =$ 0
азот	$\text{N}_2 =$ 1,1	$R_{\text{N}_2} =$ 0,011
кисень	$\text{O}_2 =$ 0	$R_{\text{O}_2} =$ 0
водень	$\text{H}_2 =$ 0	$R_{\text{H}_2} =$ 0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m) C_n H_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 9,73 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 15,11 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість } CO_2: M_{CO_2} = CO + \sum (nC_n H_m + CO_2), \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 1,043 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } H_2O: M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5m C_n H_m), \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 2,02 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{O_2} = 0,9194 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{N_2} = 11,155 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 15,137 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 0,031 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,0021$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_\epsilon = T_a \times \left(\frac{P_\epsilon}{P_a} \right)^{\frac{n_\kappa - 1}{n_\kappa}}, K$$

$$T_B = 351,8 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

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

$$\text{число з інтервалу} = 40$$

$$\Delta T_{int} = 311,8 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0}, K$$

$$T_{cm} = 319,5 \text{ K}$$

де $T_r = 310 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_e$$

$$P_d = 156,8 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,042$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_n = 0,93$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 348 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 3509,2 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 780,0 \text{ K}$$

$$t_c = 507,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0020$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot m C_p m_Z \cdot t_Z - (m C_v m_{cm} + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,0689$$

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

$$R_{H_2O} = 0,1334$$

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

$$R_{O_2} = 0,0607$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,7369$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

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

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

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

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 22,81$$

$$b = 635,53$$

теплоємність газового палива.

$$mCv_{гп} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

$$mCv_{CH_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 12,60$$

$$b = 5237,536$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{\text{см}} = \frac{mCv_{\text{гп}} + mCv_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{\text{ме}} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 19,98$$

$$b = 546,10$$

де $mCv_{\text{пов}} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря. ·
середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 19,98$$

$$b = 273,05$$

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 29,333$$

$$b = 554,525$$

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

$$mCp m_z = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,333$$

$$b = 277,262$$

Максимальна температура процесу згоряння.
Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 277,808$$

$$B = 29,390$$

$$C = 58492,61 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1712,9 \text{ C} \quad T_z = 1985,9 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$p_{\max} = 8951,9 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,55$$

$$\Delta\lambda = 8,55 \%$$

$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10%

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$p_e = 480,7 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_e = 1066,5 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_{\text{в}}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_{\text{г}}}{P_{\text{в}}} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 842,2 \text{ К}$$

де $K' = 1,4$; $K'' = 1,35$ - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів.

$$T_{\text{г}} = \frac{T_{\text{в}}}{\sqrt{\frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{г}}}}}$$

$$T_{\text{г}} = 715,2 \text{ К}$$

$$\frac{|T_{\text{г}} - T_{\text{г}}|}{T_{\text{г}}} \times 100 \% = 10,60 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 980,21 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,36$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{М}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$g_i = 0,30 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

$$V_{\text{П.СР.}} = \frac{S_{\text{ПР.}} \times n}{30}, \text{М/С}$$

$$S_{\text{ПР}} = 0,34 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{\text{П.СР.}} = 5,66667 \text{ м/с}$$

$$P_M = 108,4 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 871,80 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,89$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,321$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \text{М}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год}).$$

$$b_e = 0,336 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, \text{М}^3 / \text{год}$$

$$B = 167,9 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

Z = 4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 137,65 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 17,21 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{\text{ПР}}}{d_{\text{ПР}}}$$

$$d_{\text{ПР}} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 252,6 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = t \times d, \text{ мм}$$

$$S = 343,5 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{ л}$$

$$V_{st} = 133,45 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 484,8 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 492,4 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 3,10 \%$$

Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	484,8 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	500 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	8
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	33350 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	167,9 м ³ / год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_{ii} =$	0,36
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,32
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	15,106 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	15,137 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	842,2 К
температура на початку стиску	$T_d =$	348,4 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC_v =$	24,42 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC_v =$	21,84 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	980,21 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 1555,6 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 484,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \%$$

$$q = 31,2 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 500 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = -3,14 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_w = Q_w + Q_{г.п} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{г.п.}$ - 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 ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,25 \quad 0,19$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип} = 0,01-0,07 \quad 0,06$$

$$Q_w = 388,9 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a = 0,088$ $v = 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 5,66666667 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 154,866667 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 92,92 \text{ кПа}$$

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.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 51,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 51,7 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 440,6 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{тв} \cdot \Delta T_{\epsilon}}$$

K = 1,2-1,5 - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

$\rho_{\epsilon} = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{тв} = 4,19 \text{ кДж/(кг*град)}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_{\epsilon} = 6-10 \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\epsilon} = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0158 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{в.н.}$$

де $\Delta P_{\epsilon} = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

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

$$\eta_{в.н.} = 0,6$$

$$P_{в.н.} = 2,58 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 2,58 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_{\epsilon} = 443,2 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_{\epsilon} = 28,49 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cp2}} \cdot T_{cp2} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p'v$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 8,314 + mC_p'v$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 32,74 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$Q_{\Gamma} = 538,5 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{\Gamma} = 34,62 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0571$$

тоді

$$Q_{MD} = 88,8 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 34,6 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $K = 1,5$

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ - щільність масла

$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність масла.

$T_M = 6 - 15 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0034 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

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

$$P_0 = 400000 \quad \text{Па}$$

$\eta_m = 0,7 - 0,9$ -механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{\text{м.н.}} = 1,97 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{\text{MH}}$

$$Q_{M2} = 2,0 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 36,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\text{II}} \cdot 100\%$$

$$q_M = 2,35 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{\text{H.B.}} = Q_{\text{I}} - (Q_e + Q_g + Q_r + Q_M)$$

$$Q_{\text{H.B.}} = 52,7 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{H.B.}} = Q_{\text{H.B.}} / Q_{\text{II}} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{H.B.}} = 3,39 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 1

Таблиця 1 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	484,8	31,2
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	443,2	28,5
теплота, яка виноситься випускними газами	538,5	34,6
теплота, яка відводиться маслом	36,5	2,3
невраховані теплові втрати	52,7	3,4
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1555,6	100

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	0,980 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,1568 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,350	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	10,000	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	8,952 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,270	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,000	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,040 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
$\xi =$	0,900	

Таблиця 2

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	3,509	87,7	8,952	223,8	5,443
1,25	2,596	64,9	6,743	168,6	4,146
1,5	2,030	50,7	5,349	133,7	3,319
1,75	1,649	41,2	4,398	110,0	2,749
2	1,377	34,4	3,712	92,8	2,335
3	0,796	19,9	2,218	55,5	1,422
4	0,540	13,5	1,539	38,5	0,999
5	0,400	10,0	1,159	29,0	0,760
6	0,312	7,8	0,920	23,0	0,607
7	0,254	6,3	0,756	18,9	0,503
8	0,212	5,3	0,638	16,0	0,426
9	0,181	4,5	0,550	13,7	0,369
9,5	0,168	4,2	0,513	12,8	0,345
$P_{mi}^D =$					1,021

Об'єм камери згорання

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

$$V_s = [AB] = 180 \text{ мм}$$

$$V_c = 20 \text{ мм}$$

Приведений робочий об'єм

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^D|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{micp} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^D}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,001 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = 4,08$$

Похибка не перевищує 5%

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

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

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,268	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB]=$	180	мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta \varphi_1 =$	10	$^\circ \text{ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_r=$	0,145	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p=$	0,040	МПа/мм Масштаб тиску.
$S=$	340	мм Хід поршня.
$P_c=$	3,509	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max}=$	8,952	МПа Максимальний тиск.

Таблиця 3 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

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

Ордината точки r

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3,6 \quad \text{мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 4,21 \quad \text{МПа} \\ P_c'' &= 105,3 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

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

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 7,61 \quad \text{МПа} \\ P_{zd} &= 190 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

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

$$OO' = 21,3 \quad \text{мм}$$

Масштаб переміщення

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

$$M_s = 1,89$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 11,3 \quad \text{мм}$$

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

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

Вихідні дані:

$d=$	0,25	м - діаметр циліндра
$s=$	0,34	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,268	- кривошипно-шатунне відношення
$r=$	0,17	м - радіус кривошипа
$n=$	500	хв^{-1} - частота обертання
$m_s=$	70,0	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
$m_F=$	1,00	кН/мм - масштаб сил
$m_p=$	0,05	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\varpi = \frac{\pi \times n}{30}$$
$$\omega = 52,3 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$
$$A = 0,049 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

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

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).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \text{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

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

Дотична сила.

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

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{uob} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{uob} = -4,6 \quad \text{кН}$$

$$F_{uob} = -4,6 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 9,87 \quad \text{кг}$$

Тиск газів в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$\text{для } \varphi = 10 \dots 180^\circ \quad P_u = P_d$$

$$\text{для } \varphi = 190 \dots 350^\circ \quad P_u = P_d \left(\frac{V_a}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 360^\circ \quad P_u = \frac{P_{\max} + P_c}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 370^\circ \quad P_u = P_{\max}$$

$$\text{для } \varphi = 380 \dots 530^\circ \quad P_u = P_{\max} \left(\frac{V_c \cdot \rho}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 540^\circ \quad P_u = \frac{P_b + P_d}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 550 \dots 720^\circ \quad P_u = P_r$$

Робочий об'єм

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

Об'єм камери сгорання

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

Повний об'єм

$$V_a = V_s + V_c = 0,018766 \text{ м}^3$$

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

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

Таблиця 4

Результати динамічного розрахунку.

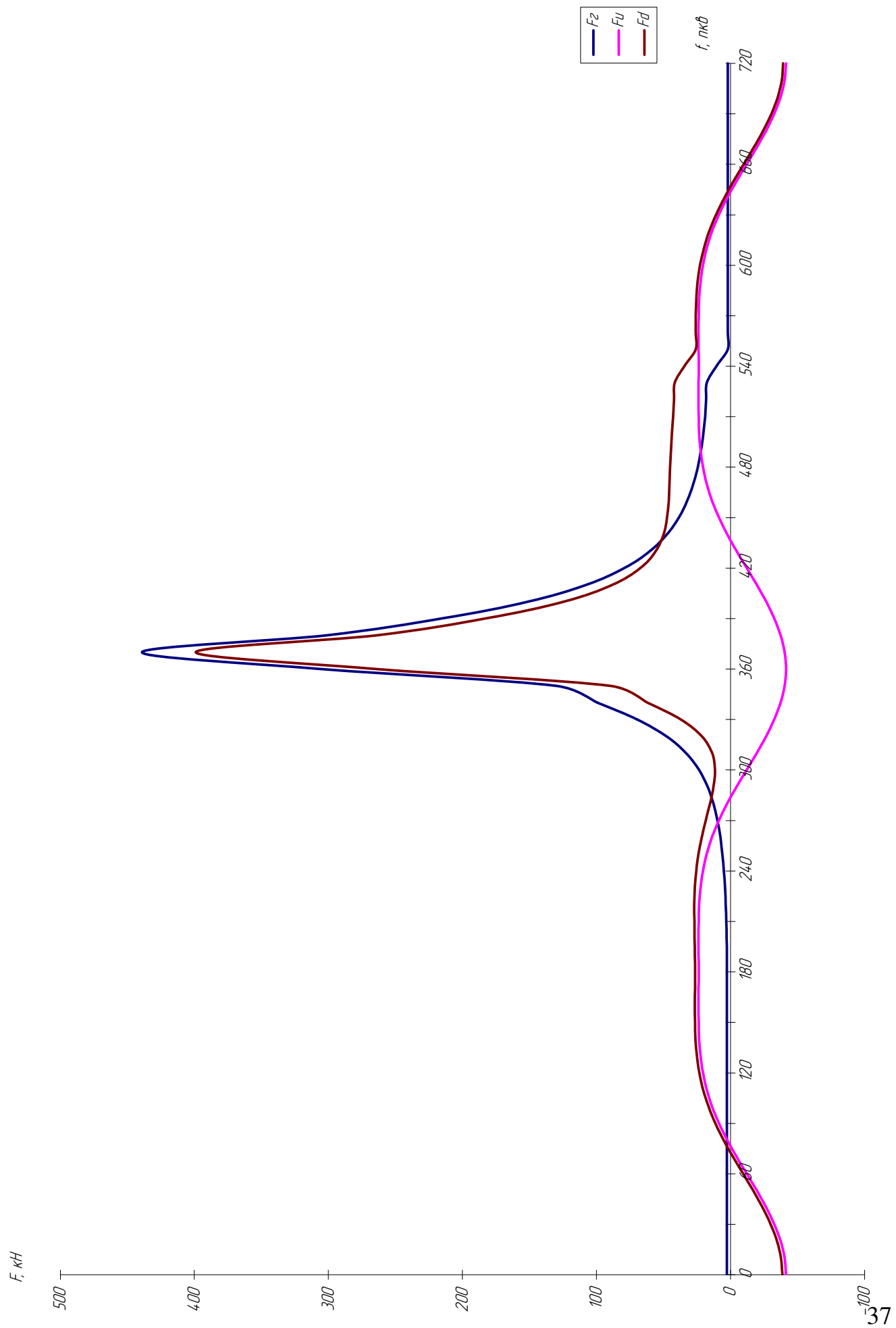
φ °	Vf	Fr	Fi	Fd	FN	Fr	Fk	Fr	Fi	Fd	FN	Fr	Fk
ПКВ	МЗ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН
0	0,0021	2,721	-41,326	-38,605	0,000	-38,605	0,000	2,72	-41,33	-38,61	0,00	-38,61	0,00
10	0,0022	2,721	-40,304	-37,584	-1,742	-36,709	-8,251	2,72	-40,30	-37,58	-1,74	-36,71	-8,25
20	0,0027	2,721	-37,317	-34,596	-3,122	-31,421	-14,825	2,72	-37,32	-34,60	-3,12	-31,42	-14,83
30	0,0035	2,721	-32,592	-29,872	-3,870	-23,850	-18,434	2,72	-32,59	-29,87	-3,87	-23,85	-18,43
40	0,0045	2,721	-26,483	-23,763	-3,868	-15,532	-18,458	2,72	-26,48	-23,76	-3,87	-15,53	-18,46
50	0,0057	2,721	-19,433	-16,712	-3,160	-8,057	-15,056	2,72	-19,43	-16,71	-3,16	-8,06	-15,06
60	0,0071	2,721	-11,928	-9,208	-1,920	-2,701	-9,073	2,72	-11,93	-9,21	-1,92	-2,70	-9,07
70	0,0086	2,721	-4,456	-1,735	-0,385	-0,169	-1,785	2,72	-4,46	-1,74	-0,38	-0,17	-1,79
80	0,0101	2,721	2,548	5,269	1,207	-0,505	5,439	2,72	2,55	5,27	1,21	-0,50	5,44
90	0,0115	2,721	8,735	11,455	2,652	-3,187	11,455	2,72	8,73	11,46	2,65	-3,19	11,46
100	0,013	2,721	13,867	16,588	3,800	-7,350	15,548	2,72	13,87	16,59	3,80	-7,35	15,55
110	0,0143	2,721	17,838	20,558	4,556	-12,059	17,489	2,72	17,84	20,56	4,56	-12,06	17,49
120	0,0154	2,721	20,663	23,383	4,876	-16,524	17,461	2,72	20,66	23,38	4,88	-16,52	17,46
130	0,0164	2,721	22,466	25,187	4,763	-20,237	15,898	2,72	22,47	25,19	4,76	-20,24	15,90
140	0,0173	2,721	23,450	26,170	4,260	-22,989	13,316	2,72	23,45	26,17	4,26	-22,99	13,32
150	0,0179	2,721	23,858	26,578	3,443	-24,814	10,177	2,72	23,86	26,58	3,44	-24,81	10,18
160	0,0184	2,721	23,935	26,655	2,406	-25,887	6,811	2,72	23,93	26,66	2,41	-25,89	6,81
170	0,0187	2,721	23,889	26,609	1,233	-26,420	3,400	2,72	23,89	26,61	1,23	-26,42	3,40
180	0,0188	2,721	23,857	26,577	0,000	-26,577	0,000	2,72	23,86	26,58	0,00	-26,58	0,00
190	0,0187	2,772	23,889	26,661	-1,236	-26,471	-3,406	2,77	23,89	26,66	-1,24	-26,47	-3,41
200	0,0184	2,931	23,935	26,866	-2,425	-26,092	-6,865	2,93	23,93	26,87	-2,42	-26,09	-6,86
210	0,0179	3,210	23,858	27,068	-3,507	-25,271	-10,364	3,21	23,86	27,07	-3,51	-25,27	-10,36
220	0,0173	3,629	23,450	27,079	-4,407	-23,787	-13,778	3,63	23,45	27,08	-4,41	-23,79	-13,78
230	0,0164	4,223	22,466	26,689	-5,047	-21,444	-16,846	4,22	22,47	26,69	-5,05	-21,44	-16,85
240	0,0154	5,043	20,663	25,706	-5,361	-18,165	-19,195	5,04	20,66	25,71	-5,36	-18,16	-19,20

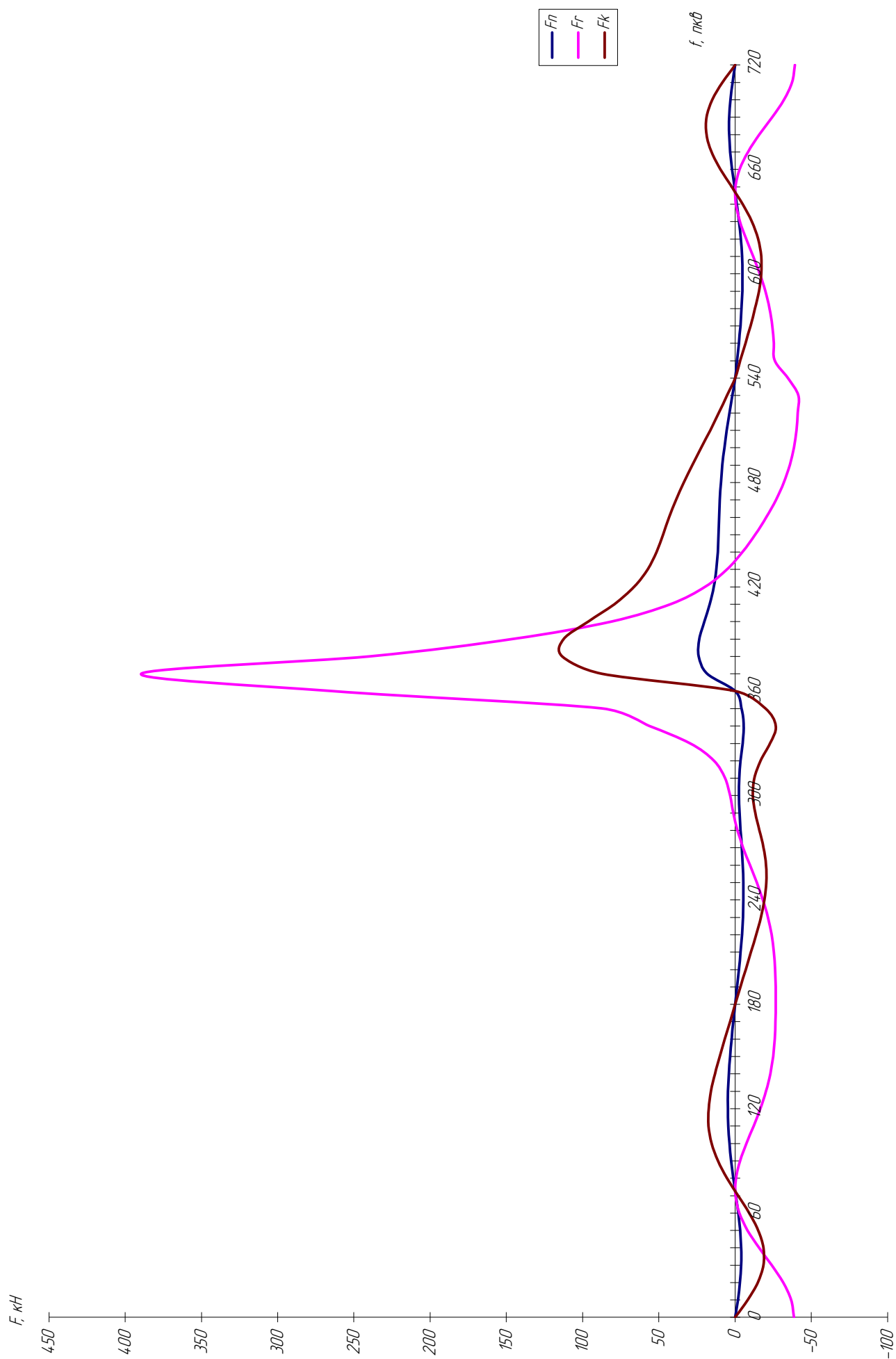
Продовження таблиці 4

250	0,0143	6,166	17,838	24,004	-5,320	-14,080	-20,420	6,17	17,84	24,00	-5,32	-14,08	-20,42
260	0,013	7,709	13,867	21,576	-4,943	-9,561	-20,223	7,71	13,87	21,58	-4,94	-9,56	-20,22
270	0,0115	9,851	8,735	18,585	-4,302	-5,170	-18,585	9,85	8,73	18,59	-4,30	-5,17	-18,59
280	0,0101	12,872	2,548	15,420	-3,532	-1,478	-15,918	12,87	2,55	15,42	-3,53	-1,48	-15,92
290	0,0086	17,221	-4,456	12,765	-2,829	1,244	-13,132	17,22	-4,46	12,77	-2,83	1,24	-13,13
300	0,0071	23,628	-11,928	11,700	-2,440	3,432	-11,528	23,63	-11,93	11,70	-2,44	3,43	-11,53
310	0,0057	33,268	-19,433	13,835	-2,616	6,670	-12,464	33,27	-19,43	13,84	-2,62	6,67	-12,46
320	0,0045	47,924	-26,483	21,441	-3,490	14,015	-16,654	47,92	-26,48	21,44	-3,49	14,01	-16,65
330	0,0035	69,770	-32,592	37,178	-4,817	29,683	-22,942	69,77	-32,59	37,18	-4,82	29,68	-22,94
340	0,0027	99,404	-37,317	62,087	-5,603	56,388	-26,605	99,40	-37,32	62,09	-5,60	56,39	-26,61
350	0,0022	130,153	-40,304	89,849	-4,165	87,757	-19,725	130,15	-40,30	89,85	-4,16	87,76	-19,72
360	0,0021	305,686	-41,326	264,360	0,000	264,360	0,000	305,69	-41,33	264,36	0,00	264,36	0,00
370	0,0022	439,203	-40,304	398,899	18,491	389,612	87,570	439,20	-40,30	398,90	18,49	389,61	87,57
380	0,0027	301,983	-37,317	264,666	23,886	240,373	113,414	301,98	-37,32	264,67	23,89	240,37	113,41
390	0,0035	214,833	-32,592	182,241	23,611	145,504	112,461	214,83	-32,59	182,24	23,61	145,50	112,46
400	0,0045	150,587	-26,483	124,104	20,199	81,118	96,398	150,59	-26,48	124,10	20,20	81,12	96,40
410	0,0057	107,485	-19,433	88,052	16,650	42,450	79,324	107,48	-19,43	88,05	16,65	42,45	79,32
420	0,0071	79,135	-11,928	67,207	14,016	19,716	66,221	79,14	-11,93	67,21	14,02	19,72	66,22
430	0,0086	60,292	-4,456	55,836	12,375	5,443	57,438	60,29	-4,46	55,84	12,37	5,44	57,44
440	0,0101	47,500	2,548	50,049	11,465	-4,796	51,666	47,50	2,55	50,05	11,46	-4,80	51,67
450	0,0115	38,616	8,735	47,351	10,961	-13,172	47,351	38,62	8,73	47,35	10,96	-13,17	47,35
460	0,013	32,318	13,867	46,186	10,580	-20,466	43,289	32,32	13,87	46,19	10,58	-20,47	43,29
470	0,0143	27,781	17,838	45,619	10,110	-26,758	38,807	27,78	17,84	45,62	10,11	-26,76	38,81
480	0,0154	24,477	20,663	45,140	9,414	-31,898	33,707	24,48	20,66	45,14	9,41	-31,90	33,71
490	0,0164	22,065	22,466	44,531	8,421	-35,780	28,109	22,07	22,47	44,53	8,42	-35,78	28,11
500	0,0173	20,319	23,450	43,768	7,124	-38,449	22,270	20,32	23,45	43,77	7,12	-38,45	22,27
510	0,0179	19,086	23,858	42,944	5,564	-40,094	16,443	19,09	23,86	42,94	5,56	-40,09	16,44
520	0,0184	18,267	23,935	42,202	3,809	-40,986	10,784	18,27	23,93	42,20	3,81	-40,99	10,78
530	0,0187	17,799	23,889	41,688	1,932	-41,392	5,326	17,80	23,89	41,69	1,93	-41,39	5,33

Продовження таблиці 4

540	0,0188	10,669	23,857	34,525	0,000	-34,525	0,000	10,67	23,86	34,53	0,00	-34,53	0,00
550	0,0187	2,144	23,889	26,033	-1,207	-25,848	-3,326	2,14	23,89	26,03	-1,21	-25,85	-3,33
560	0,0184	2,144	23,935	26,079	-2,354	-25,327	-6,664	2,14	23,93	26,08	-2,35	-25,33	-6,66
570	0,0179	2,144	23,858	26,002	-3,369	-24,276	-9,956	2,14	23,86	26,00	-3,37	-24,28	-9,96
580	0,0173	2,144	23,450	25,594	-4,166	-22,483	-13,023	2,14	23,45	25,59	-4,17	-22,48	-13,02
590	0,0164	2,144	22,466	24,610	-4,654	-19,774	-15,534	2,14	22,47	24,61	-4,65	-19,77	-15,53
600	0,0154	2,144	20,663	22,807	-4,756	-16,116	-17,030	2,14	20,66	22,81	-4,76	-16,12	-17,03
610	0,0143	2,144	17,838	19,982	-4,429	-11,720	-16,998	2,14	17,84	19,98	-4,43	-11,72	-17,00
620	0,013	2,144	13,867	16,011	-3,668	-7,095	-15,007	2,14	13,87	16,01	-3,67	-7,09	-15,01
630	0,0115	2,144	8,735	10,879	-2,518	-3,026	-10,879	2,14	8,73	10,88	-2,52	-3,03	-10,88
640	0,0101	2,144	2,548	4,692	-1,075	-0,450	-4,844	2,14	2,55	4,69	-1,07	-0,45	-4,84
650	0,0086	2,144	-4,456	-2,312	0,512	-0,225	2,378	2,14	-4,46	-2,31	0,51	-0,23	2,38
660	0,0071	2,144	-11,928	-9,784	2,040	-2,870	9,641	2,14	-11,93	-9,78	2,04	-2,87	9,64
670	0,0057	2,144	-19,433	-17,289	3,269	-8,335	15,575	2,14	-19,43	-17,29	3,27	-8,33	15,57
680	0,0045	2,144	-26,483	-24,339	3,961	-15,909	18,906	2,14	-26,48	-24,34	3,96	-15,91	18,91
690	0,0035	2,144	-32,592	-30,448	3,945	-24,310	18,790	2,14	-32,59	-30,45	3,94	-24,31	18,79
700	0,0027	2,144	-37,317	-35,173	3,174	-31,944	15,072	2,14	-37,32	-35,17	3,17	-31,94	15,07
710	0,0022	2,144	-40,304	-38,160	1,769	-37,272	8,377	2,14	-40,30	-38,16	1,77	-37,27	8,38
720	0,0021	2,144	-41,326	-39,182	0,000	-39,182	0,000	2,14	-41,33	-39,18	0,00	-39,18	0,00





2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна. Таблиця

2.2

№п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	441	492,4	10,4
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	794	871,8	8,92
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,401	0,321	19,9
4	Механічний ККД	η_m	-	0,865	0,89	2,89
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	МДж	9,010	12,206	35,47
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

$$b_e = 0,212 \cdot 42500 = 9,010 \text{ МДж}$$

2. У проектного двигуна

$$b_e = 0,366 \cdot 33350 = 12,206 \text{ МДж}$$

Згідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна на 59 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.1 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 51,4 кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 10,4%.

Крім того, відповідно завдання змінено вид палива, що використовується двигуном. Відповідно табл. 2.1 середній ефективний тиск збільшився на 8,92%. Результати таблиці 2.1 показують зменшення ефективного ККД двигуна що проектується на 19,9% у порівнянні з прототипом.

Збільшення питомої ефективної витрати палива можна пояснити збільшенням ефективної потужності проектного двигуна, а також зміною виду палива у порівнянні з прототипом. Але кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива в циліндрі проектного двигуна є більшою на 35,47%, що й дозволило збільшити потужність за умови незмінності геометрії циліндру та частоти обертання колінчастого валу

Запропоноване в даному проекті покращення приводу механізму газорозподілу, в цілому позитивно вплинуло на зменшення витрат механічної енергії проектного двигуна, що і відобразилося у зростанні механічного ККД проектного двигуна, на 2,9%.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Механізм газорозподілу служить для управління впусканням свіжого повітря в циліндри двигунів і випуском відпрацьованих газів з них відповідно до встановлених фазами. У механізм газорозподілу входять розподільчий вал з кулачковими шайбами, привід розподільчого валу, привід клапанів, впускні та випускні клапани з пружинами.

Розподільчий вал 1 (рис. 3.1) сталевий, суцільний, змонтований на підшипниках, розташованих у порожнині під горизонтальною полицею блоку картера. Крайній від маховика підшипник радіально-упорний. Він складається з опорних вкладишів, таких же як і на інших підшипниках, двох бронзових кілець 16, втулки 15, двох сталевих півкілець 13, що входять в проточку на валу, і набору регулювальних прокладок 14, розташованих між півкільцями 13 і втулкою 15. На розподільчий вал на шпонках насаджено сталеві з загартованої поверхнею, впускні та випускні кулаки 7 і втулки 6 паливних кулаків. Втулки і кулаки заstopорені болтами 2 і 3, які оберігають їх від осьового зсуву.

На втулках 6 паливні кулаки 5 кріпляться гайками 4. Паливні кулаки в заданому положенні утримуються силами тертя, що виникають на конусних поверхнях втулки, кулака і гайки. Така конструкція дозволяє встановлювати кулак 5 в будь-якому положенні при регулюванні початку подачі палива.

На конусний кінець валу на шпонки насаджена шестерня 18 розподільчого валу, яка складається з маточини і зубчастого вінця, жорстко з'єднаних між собою призонними болтами 23. Від осьового зсуву шестерня утримується гайкою 22. З шестернею розподільного валу, при допомозі болтів, жорстко з'єднується шестерня 19 привода регулятора. Частота обертання розподільчого валу в два рази менше, ніж колінчастого. Обертання розподільчого валу передається від колінчастого через проміжні шестерні.

Шестерня 1 (рис. 3.2) колінчастого валу входить в зачеплення з проміжною шестірнею 2. Шестерні 2 і 3 з'єднані між собою болтами.

Підшипником для них служить пустотілий валик, який кріпиться болтами до блок-картера.

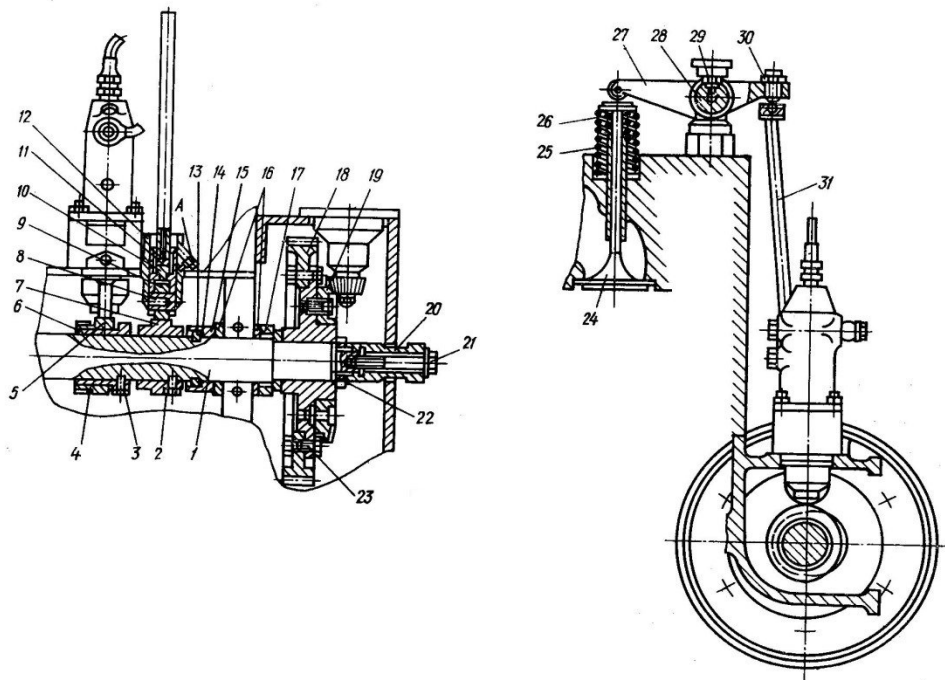


Рисунок 3.1 - Розподільчий вал і привод клапанів.

1-розподільчий вал; 2,3,21-гвинт; 4,22-гайка; 5-кулак паливний; 6-втулка паливного кулака; 7-кулак впускний, випускний; 8,28-вісь; 9-ролик штовхача; 10-упор; 11-повзун; 12-корпус штовхача; 13-півкільце; 14-прокладка; 15-втулка; 16-кільце; 17-втулка упорна; 18-шестерня розподільчого валу; 19-шестерня привода регулятора; 20-пусковий кулак; 23-гвинт призонний; 24-клапан; 25,26-пружина; 27-коромисло; 29-масленка; 30-гвинт натискний; 31-штанга.

Шестерня 3 входить в зачеплення з шестернею 4 розподільчого валу.

Привід впускних і випускних клапанів складається зі штовхачів, штанг і коромисел. Корпус 12 (рис. 3.1) штовхача встановлений в отвір горизонтальної полиці блок-картера і кріпиться до неї шпильками. У корпусі штовхача рухається повзун 11 з віссю 8, на якій обертається ролик 9. В повзун 11 запресований упор 10 з загартованої сферичної поверхні, на яку спирається нижній кінець штанги 31. На кінцях штанги приварені загартовані наконечники зі сферичним поглибленням.

Верхній кінець штанги впирається в натискний болт 30 коромисла 27. При роботі двигуна ролики штовхачів обертаються, переміщаючись по робочому профілю кулачкових шайб, повзуни з роликами рухаються

поступально і періодично натискають через упори 10, штанги 31, натискні болти 30 на коромисла 27. Коромисла повертаються навколо осей, встановлених на східчастих шпильках кріплення кришок циліндрів, і відкривають впускні і випускні клапани 24 .

Закриття клапанів і зворотний рух механізму приводу відбувається під дією пружин 25 і 26. Масло для змащення повзуна, ролика і упору підводиться по каналу А в корпусі штовхача. На зовнішній поверхні повзуна є поздовжня канавка , яка при установці повинна бути поєднана з каналом А. З цієї канавці масло поступає до осі 8 і до ролика 9. Отвір у торці осі 8 також має бути спрямований в бік каналу А. Система газообміну призначена для підведення повітря до циліндрів дизеля і відводу від них відпрацьованих газів. Основні вузли системи: турбокомпресор , охолоджувач повітря , впускний і випускний колектори і глушник – іскрогасник.

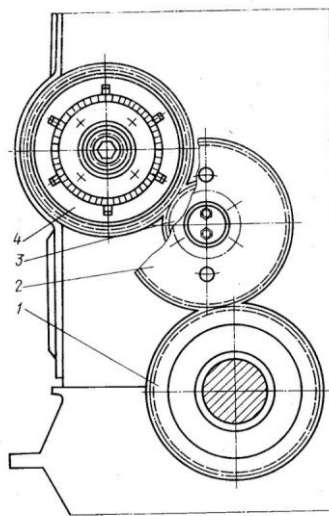


Рисунок 3.2 - Привод розподільчого валу.

1-шестерня колінчастого валу; 2,3-шестерня проміжна; 4-шестерня розподільчого валу.

3.2 Розробка конструкції приводу розподільчого валу.

Обираємо матеріал для виготовлення зубчастих коліс.

Приймаємо: - для виготовлення шестерні сталь 45 з термообробкою поліпшення та загартування СВ4 до твердості 269...302 НВ;

- для виготовлення зубчастого колеса сталь 45 з термообробкою поліпшення до твердості 235...262 НВ.

Механічні характеристики матеріалу:

- шестерня:

$\sigma_e = 890$ МПа – границя тимчасового зміцнення;

$\sigma_T = 650$ МПа – границя текучесті;

$\sigma_{-1} = 380$ МПа – границя витривалості;

- зубчасте колесо:

$\sigma_m = 780$ МПа – границя тимчасового зміцнення;

$\sigma_T = 540$ МПа – границя текучесті;

$\sigma_{-1} = 335$ МПа – границя витривалості.

Допустимі напруження.

1.3.1 Визначаємо середню твердість зубчастих коліс:

- шестерні:

$$HB_{cp1} = 0,5 \cdot (HB_{\min} + HB_{\max}) = 0,5 \cdot (269 + 302) = 285,5 \text{ НВ};$$

- колеса:

$$HB_{cp2} = 0,5 \cdot (HB_{\min} + HB_{\max}) = 0,5 \cdot (235 + 262) = 248,5 \text{ НВ}.$$

Визначаємо коефіцієнти довговічності .

За контактним напруженням:

- коефіцієнт довговічності шестерні:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{H1}}} = \sqrt[6]{\frac{23271176,375}{961200000}} = 0,538;$$

- коефіцієнт довговічності колеса:

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{H2}}} = \sqrt[6]{\frac{15345434,125}{240300000}} = 0,632.$$

Приймаємо $K_{HL1} = 1$; $K_{HL2} = 1$.

$$N_{HO1} = HB_{cp1}^3 = 285,5^3 = 23271176,375 \text{ млн. циклів};$$

$$N_{HO2} = HB_{cp2}^3 = 248,5^3 = 15345434,125 \text{ млн. циклів};$$

$$N_{H1} = N_2 \cdot u = 240300000 \cdot 4 = 961200000 \text{ млн. циклів};$$

$$N_{H2} = 60 \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 222,5 \cdot 18000 = 240300000 \text{ млн. циклів},$$

де N_{HO1} – базове число циклів шестерні; N_{HO2} – базове число циклів зубчастого колеса; N_{H1} – дійсне число циклів шестерні; N_{H2} – дійсне число циклів шестерні; n_2 – частота обертання колеса.

Коефіцієнт довговічності на згинання:

- коефіцієнт довговічності шестерні:

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{H1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{961200000}} = 0,401;$$

- коефіцієнт довговічності колеса:

$$K_{FL2} = \sqrt[8]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{H2}}} = \sqrt[8]{\frac{4 \cdot 10^6}{240300000}} = 0,344.$$

Приймаємо $K_{FL2}=1$ Приймаємо $K_{FL1}=1$

Визначаємо значення допустимих напружень що, відповідало базовому числу циклів.

Контактні напруження:

- шестерні:

$$[\sigma]_{HO1} = 1,8 \cdot HB_{cp1} + 67 = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 580,9 \text{ МПа};$$

- колеса:

$$[\sigma]_{HO2} = 1,8 \cdot HB_{cp2} + 67 = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514,3 \text{ МПа}.$$

Напруження згинання:

- шестерні:

$$[\sigma]_{FO1} = 1,03 \cdot HB_{cp1} = 1,03 \cdot 285,5 = 294,065 \text{ МПа};$$

- колеса:

$$[\sigma]_{FO2} = 1,03 \cdot HB_{cp2} = 1,03 \cdot 248,5 = 255,955 \text{ МПа}.$$

В якості розрахункового приймаємо напруження для сталей із твердістю ≤ 350 HB.

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (580,9 + 514,3) = 492,84 \text{ МПа}.$$

Визначаємо допустимі напруження згинання

- шестерні:

$$[\sigma]_{H1} = [\sigma]_{HO1} \cdot K_{HL1} = 1 \cdot 580,9 = 580,9 \text{ МПа};$$

- колеса:

$$[\sigma]_{H2} = [\sigma]_{HO2} \cdot K_{HL2} = 1 \cdot 514,3 = 514,3 \text{ МПа}.$$

Для виготовлення шестерні та колеса приймаємо сталь 45 ГОСТ 4543-71.

Допустиме контактне напруження $[\sigma]_H = 493 \text{ МПа}$; допустимі напруження згинання $[\sigma]_{H1} = 295 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{H2} = 256 \text{ МПа}$.

Проектувальний розрахунок зубчастої передачі.

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a_{\omega} \geq K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HB} \cdot T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2 \cdot u^2 \cdot \psi_a}}$$
$$a_{\omega} = 43 \cdot (2,3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 214,68 \cdot 10^3}{493^2 \cdot 2,3^2 \cdot 0,25}} = 267 \text{ мм},$$

де $K_a = 43$ – допоміжний коефіцієнт;

T_2 – обертальний момент;

$\psi_a = 0,25$ – коефіцієнт ширини вінця відносно міжосьової відстані;

$K_{HB} = 1,5$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження за шириною зубчастого колеса.

Визначаємо попередні розміри зубчастого колеса:

$$d'_2 = \frac{2 \cdot a_{\omega} \cdot u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 2,3}{2,3 + 1} = 372,3 \text{ мм};$$

$$b_2 = \psi_a \cdot a_{\omega} = 0,25 \cdot 267 = 43,98 \text{ мм},$$

де d'_2 – попередній дільний розмір зубчастого колеса; b_2 – ширина вінця зубчастого колеса. Приймаємо $b_2 = 45 \text{ мм}$

Визначаємо модуль передачі:

$$m' = \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d'_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_{F2}} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 214,68 \cdot 10^3}{372,3 \cdot 45 \cdot 256} = 3,75 \text{ мм},$$

де $K_m = 5,8$ мм – допоміжний коефіцієнт для зубчастих передач.

Приймаємо $m = 4$ мм.

Знаходимо кут нахилу зубців

$$\beta_{\min} = \arcsin\left(\frac{4 \cdot m}{b_2}\right) = \arcsin\left(\frac{4 \cdot 4}{45}\right) = 20,83^\circ. \quad \text{Приймаємо } \beta_{\min} = 45^\circ.$$

Сумарна кількість зубців:

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_\omega \cdot \cos \beta_{\min}}{m} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 0,707}{4} = 129,3.$$

Сумарне число зубців заокруглюємо до найближчого меншого цілого значення.

Приймаємо $Z_\Sigma = 129$

Визначаємо число зубців шестерні та зубчастого колеса.

- шестерні:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{(u + 1)} = \frac{129}{2,3 + 1} = 39,09;$$

Приймаємо: $z_1 = 39$.

- колеса:

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 129 - 39 = 90.$$

Знаходимо фактичну міжосьову відстань

$$a_\omega = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{(39 + 90) \cdot 4}{2 \cdot 0,707} = 267,11 \text{ мм}.$$

Знаходимо основні геометричні параметри передачі.

- ділительний діаметр шестерні:

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 39}{0,707} = 94,21 \text{ мм};$$

- ділительний діаметр зубчастого колеса:

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 90}{0,707} = 376,84 \text{ мм};$$

- діаметр кола виступів шестерні:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 94,21 + 2 \cdot 4 = 102,21 \text{ мм};$$

- діаметр кола виступів зубчастого колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 376,84 + 2 \cdot 4 = 384,84 \text{ мм};$$

- діаметр кола западин шестерні:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 94,21 - 2,5 \cdot 4 = 84,21 \text{ мм};$$

- діаметр кола западин зубчастого колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 376,84 - 2,5 \cdot 4 = 366,84 \text{ мм};$$

- ширина вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + 4 = 45 + 4 = 49 \text{ мм}.$$

Приймаємо $b_1 = 49 \text{ мм}$.

Визначаємо зусилля в зачепленні:

Так як в циліндричній прямозубій передачі сили в зачепленні однакові для колеса і шестерні, визначаємо:

- колова сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 214,68 \cdot 10^3}{376,84} = 1140,9 \text{ Н};$$

- радіальна сила:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 1140,9 \cdot 0,364 = 415,3 \text{ Н}.$$

Визначаємо колову швидкість колеса:

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{93,15 \cdot 94,21 \cdot 10^{-3}}{2} = 4,38 \text{ м/с}.$$

Приймаємо ступінь точності: 8.

Перевірять розрахунок передачі по контактним напруженням

Перевіряємо міцність за контактними напруженнями:

$$\sigma_H = \frac{K}{a_\omega} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot (u+1)^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma]_H,$$

$$\sigma_H = \frac{376}{267,11} \cdot \sqrt{\frac{214,68 \cdot 10^3 \cdot (2,3+1)^3 \cdot 1,035 \cdot 1,112}{45 \cdot 2,3^2}} = 465,79 \text{ МПа},$$

де $K_{H\alpha} = 1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантажень між зубцями колеса;

$K_{H\beta} = 1 + 0,04V = 1 + 0,04 \cdot 2,8 = 1,112$ – коефіцієнт, що враховує додаткові динамічні навантаження;

$K_{H\beta} = 0,05\psi_{bd} + 1 = 0,05 \cdot 0,7 + 1 = 1,035$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині зубця;

$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{49}{94,21} = 0,7$ – коефіцієнт ширини шестерні по ділильному діаметру;

$K=376$ – допоміжний коефіцієнт.

Перевіряємо навантаження або перевантаження передачі:

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{493 - 465,79}{493} \cdot 100\% = 5,51\%.$$

Передача недовантажена, але в межах допустимого.

Перевірятьний розрахунок передачі по напруженням згинання.

Перевіряємо зубці колеса.

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma]_{F2}$$

$$\sigma_{F2} = 3,55 \cdot 1 \cdot \frac{1789}{45 \cdot 4} \cdot 1 \cdot 1,071 \cdot 1,28 = 152,7 \text{ МПа},$$

де $Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_1} = 3,47 + \frac{13,2}{39} = 3,8$ – коефіцієнт форми зубця шестерні;

$Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_2} = 3,47 + \frac{13,2}{90} = 3,55$ – коефіцієнт форми зубця колеса;

$K_{F\beta} = 0,13 \cdot \psi_{bd} + 0,98 = 0,13 \cdot 0,7 + 0,98 = 1,071$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по ширині зубчастого колеса;

$K_{FV} = 0,1V + 1 = 0,1 \cdot 2,8 + 1 = 1,28$ – коефіцієнт, що враховує додаткові динамічні навантаження.

$K_{Fa} = 1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження між зубцями колеса;

$Y_{\beta}=1$ – коефіцієнт, що враховує величину кута нахилу зубців.

Перевіряємо зубці шестерні:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1}$$

$$\sigma_{F1} = 152,7 \cdot \frac{3,8}{3,55} = 163,5 \text{ МПа.}$$

Зубці шестерні та колеса відповідають умові контактної міцності та умові міцності за напруженням згинання.

3.3 Висновок по розділу 3.

Для виготовлення зубчастої передачі було обрано сталь 45 нарізно від сталі 15Х, що використовується в двигуні-прототипі. Змінення марки сталі дозволяє зменшити вартість зубчастих коліс і змінити вид термічної обробки на більш прогресивний. Це в свою чергу також зменшує вартість передачі.

При визначенні допустимих контактних напружень та напружень згинання було виконано розрахунок на довговічність. Було враховано необхідну кількість циклів навантаження зубчастих коліс по нормальним та дотичним напруженням, що задається запроектованим строком безвідмовної роботи двигуна. Це дозволило отримати більш високі значення допустимих контактних напружень та напружень згинання. Як наслідок, збільшились навантажувальні здатності зубчастих коліс та зменшились розміри тихохідної ступені привода.

Також було змінено тип зубчастого зачеплення тихохідної ступені привода. Було обрано шевронну передачу. Така заміна усуває наявність осьового навантаження на підшипники. Тому замість радіально-упорних в опорах валу можуть бути використані радіальні підшипники. Як наслідок, спрощується конструкція опор валу веденого колеса. Розробка конструкції опорного вузла планується в подальшому.

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. Умови праці на флоті багато в чому залежать від правильної організації роботи плавскладу і від дотримання правил і інструкції з безпечного ведення робіт. Неухильно підвищує рівень технічної оснащеності морських судів, що вимагає всебічного удосконалювання організації праці на флоті.

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених проєктованим двигуном.

При роботі 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 безпека; можливість поразки електричним струмом.

Механізми і елементи двигуна, які рухаються

Елементи, що рухаються, формують навколо себе небезпечну зону, у якій можливе захоплення одягу обслуговуючого персоналу, у результаті того виникають важкі травми.

До даних механізмів висуваються наступні вимоги Правил Регістра.

- обладнання стаціонарними огороженнями обертових і частин, що рухаються, у вигляді кожухів, кришок із суцільного металу або сіток;
- постачання блокувальними пристроями механічного типу, а у випадку застосування електропривода-пристроями електричного типу, що припиняють роботу механізму при відкритих огороженнях або завищених експлуатаційних параметрах;
- постачання запобіжними пристроями, які попереджають вихід на аварійний режим.

Небезпечні зони повинні забезпечуватися покажчика, табличками, сигнальним розцвіченням, плакатами. Забороняється робити виправлення дефектів на частинах, які рухаються.

Захист від шуму та вібрації

Рівень шуму - один з найважливіших показників стаціонарного двигуна-генератора, що повинний відповідати вимогам Санітарних правил.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома 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

б, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація виникає через динамічну невідновженість 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 8ГЧН 25/34 визначається по формулі:

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

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

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

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 500 \text{ кВт}$.

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

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

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи бокси, що

дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 13850$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{500 \cdot 500^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 500}{13850} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot 500} + 30 \lg \left(\frac{500}{500} \right) \right) = 74.3 \text{Дб}$$

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.

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір мало гучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

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 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-розподільний механізм;
- усунення вібрації дизеля, викликаной невірноваженими силами і моментами, а також недостатньою твердістю кістяка;
- усунення шуму передатних шестірень 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 МО;
- установка двигуна на вібро ізолюючих пристроях;
- розміщення двигуна в звукоізолюючому відсіку з виводом систем управління і контролю до центрального поста;
- установка в МО звукоізолюваних кабін.

Шкідливі речовини

При роботі дизель-генератора виділяються шкідливі і токсичні речовини.

Повітряне середовище машинного відділення має наступні значення гранично-припустимих концентрацій шкідливих речовин:

- окис вуглецю , $\text{м}^2/\text{м}^3$, 20
- окис азоту, $\text{м}^2/\text{м}^3$, 5
- бензол, $\text{м}^2/\text{м}^3$, 5
- пари свинцю, $\text{м}^2/\text{м}^3$, 0,01

Для підтримання гранично-припустимих концентрацій шкідливих речовин у машинному відділенні використовується система вентиляції.

Теплове випромінювання

Нагріті поверхні головного двигуна є джерелом теплового випромінювання 300...500 Вт/м². Для захисту обслуговуючого персоналу від впливу теплових випромінювань застосовують герметизацію і теплоізоляцію механізмів, машин, трубопроводів.

Пожежна безпека

Пожежі в машинному відділенні можуть виникнути при порушенні збереження ГЗМ, несправностях газоходу, скупченнях палива й масла під настилом, вибухах несправностях електроустаткування. Конструктивне рішення захисту від пожежі – застосування вогнестійких матеріалів і розподіл

приміщення на протипожежні зони, наявність об'ємно-хімічних і повітряно-пінних систем і засобів пожежогасіння, а також:

- 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 розташовувати 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 25.06.1999р.
- «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», що регламентує викиди шкідливих речовин з газами, що відробили, норми і методи їх визначення, вимоги які допускається поширювати на газовий двигун в умовах експлуатації, у тому числі і після капітального ремонту.

Відомі наступні методи фізичної і хімічної обробки газів, що відробили, з метою очищення навколишнього середовища від шкідливих речовин і

теплого забруднення: утилізації теплових утрат; каталітична, вогнюва і рідинна нейтралізація, фільтрація й інше.

Утилізація теплових витрат на судні здійснюється з метою удосконалювання СЕУ, впливає також і на характер забруднення навколишнього середовища, зменшуючи величину теплових викидів. Дія каталітичних нейтралізаторів заснована на без вогневого окислюванні продуктів неповного згорання палива C 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 паливних елементів газів, що відробили, здійснюється в спеціальній камері при температурі 700-850 °C.

Принцип дії рідинних нейтралізаторів заснований на розчиненні або хімічному зв'язуванні токсичних компонентів при пропусканні газів, що відробили, через рідину відповідного складу, такою рідиною може бути і вода. Рідинні нейтралізатори, крім 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 приводу розподільчого валу. При визначенні допустимих контактних напружень та напружень згинання було виконано розрахунок на довговічність. Як наслідок, збільшились навантажувальні здатності зубчастих коліс та зменшились розміри тихохідної ступені привода.

Також було змінено тип зубчастого зачеплення тихохідної ступені привода. Було обрано шевронну передачу, що дозволило спростити конструкцію опор валу веденого колеса.

Наприкінці дипломного проекту були 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. 59-65 <https://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. Fidrovskya](#), [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>