

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

_____ *J. Jef* _____
«15» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 165 кВт, за рахунок удосконалення системи наддуву. Прототип 6ЧН 11/12.5

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22

_____ *Солоненко Н.Л.* _____
(підпис)

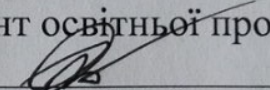
Керівник роботи:

_____ *ст. викладач* _____
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ *Швець І.А.* _____
(підпис)

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 2 » 01 2026 р.

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

Студенту: Солоненко Нікіті Леонідович

1. Тема роботи: «Покращення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 165 кВт, за рахунок удосконалення системи наддуву. Прототип 6ЧН 11/12.5»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.26 за № 7.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 12.05.26 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 11/12.5, номінальною потужністю 156 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):
Вступ.

Розділ 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення.

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення системи контролю параметрів двигуна.*

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.
Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6ЧН 11/12.5 (СК)

3. Схема системи наддуву (ПС) 4. Турбокомпресор (СК)

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «12» січня 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

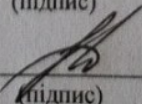
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітки
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	16.02.2026	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	10.03.2026	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	27.03.2026	
4.	Вдосконалення системи наддуву дизельного двигуна	31.03.2026	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	14.04.2026	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	16.04.2026	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	17.04.2026	
8.	Робота з кресленням схеми системи наддуву дизельного двигуна	23.04.2026	
9.	Робота з складальним кресленням турбокомпресору	24.04.2026	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	28.04.2026	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент



Солоненко Н.Л.

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 165 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 11/12.5, за рахунок удосконалення системи наддуву.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі результатів якого побудовано теоретичну та дійсну індикаторні діаграми. Визначено величини сил та моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі двигуна, а також складові зовнішнього теплового балансу.

Описано штатну систему наддуву дизельного двигуна, розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено обмеження ефективності роботи штатної системи наддуву. Запропоновано удосконалену систему наддуву із покращеними параметрами подачі повітря. Визначено основні розрахункові параметри системи наддуву спроектованого дизельного двигуна.

Описано проблеми щодо шкідливого впливу спроектованого дизеля на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду токсичних компонентів спроектованого двигуна. Проаналізовано основні небезпеки, що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації спроектованого двигуна.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизель, робочий цикл, система наддуву, турбокомпресор, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the assignment, a solution for improving the operational efficiency of a diesel engine for a stationary power plant with a capacity of 165 kW, designed on the basis of the prototype engine 6ChN 11/12.5, is proposed through the improvement of the turbocharging system.

The object of engine installation, which is a stationary diesel-generator power plant, is described. The design features and operating characteristics of the prototype engine are considered and analyzed.

The calculation of the engine working cycle parameters is performed, on the basis of which the theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The forces and moments acting in the crank mechanism of the engine, as well as the components of the external heat balance, are determined.

The standard turbocharging system of the diesel engine is described, and its advantages and disadvantages are analyzed. The limitations of the efficiency of the standard turbocharging system are identified. An improved turbocharging system with enhanced air supply parameters is proposed. The main calculated parameters of the turbocharging system of the designed diesel engine are determined.

The issues related to the harmful environmental impact of the designed diesel engine during operation are described. The quantitative indicators of toxic emissions of the designed engine are determined. The main hazards that may arise during repair and operation of the engine are analyzed, and measures for their prevention are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: stationary power plant, diesel engine, working cycle, turbocharging system, turbocharger, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки встановлення двигуна	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	12
1.3 Висновки по розділу	22
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	23
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	23
2.2. Побудова індикаторної діаграми	36
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	43
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	51
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	58
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ НАДДУВУ ДИЗЕЛЯ	60
3.1. Опис будови та роботи штатної системи наддуву	60
3.2. Пропозиції щодо удосконалення системи наддуву дизельного двигуна	62
3.3 Розрахунок параметрів турбокомпресору	65
3.4 Висновки по розділу	71
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	72
4.1. Захист навколишнього середовища	72
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	78
4.3 Висновок по розділу	82
ВИСНОВКИ	83
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	84

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація дизель-генераторна електростанція

Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 11/12.5

Додаток 3 Специфікація турбокомпресор

ВСТУП

Дизельні двигуни, що застосовуються у складі стаціонарних дизель-генераторних електростанцій, повинні забезпечувати високі техніко-економічні показники під час експлуатації при обов'язковому дотриманні вимог надійності, довговічності та енергетичної ефективності. Особливої актуальності набуває питання підвищення ефективності роботи дизельних двигунів середньої потужності, які широко використовуються для автономного та резервного енергозабезпечення промислових і цивільних об'єктів.

Сучасна тенденція до підвищення питомої потужності та зниження питомої витрати палива зумовлює зростання теплових і механічних навантажень на деталі двигуна. Одним із найбільш ефективних напрямків підвищення потужності та економічності дизеля є застосування систем наддуву. Збільшення тиску наддуву та температури повітря впливає на термонапружений стан деталей циліндро-поршневої групи та газотурбінного агрегату, що може призводити до зниження ресурсу та надійності роботи двигуна. Досвід експлуатації середньообертових дизелів свідчить, що найбільш навантаженими елементами залишаються поршні, циліндрові втулки, клапанний механізм та елементи турбокомпресора.

В основі розв'язання проблеми підвищення ефективності та забезпечення надійності дизельного двигуна лежить комплексний підхід, що передбачає оптимізацію параметрів робочого процесу, удосконалення системи наддуву та забезпечення раціональних теплових і газодинамічних характеристик. Це дозволяє не лише підвищити ефективну потужність і зменшити питому витрату палива, але й забезпечити роботу двигуна в допустимих межах механічних і теплових навантажень, Тому комплекс заходів направлених на удосконалення системи наддуву, і визначає **актуальність даної кваліфікаційної роботи.**

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо підвищення ефективності роботи дизельного двигуна потужністю 165 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ЧН 11/12.5 для стаціонарної електростанції, за рахунок удосконалення системи наддуву.

Завдання, які необхідно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення стаціонарної електростанції; ознайомитись з будовою двигуна-прототипу 6ЧН 11/12.5, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил і моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати та описати штатну систему наддуву двигуна, виявити її переваги та недоліки. Оцінити ефективність роботи штатної системи наддуву. Надати рекомендації щодо удосконалення системи наддуву з метою підвищення ефективності роботи двигуна. Визначити основні розрахункові параметри пропонованої системи наддуву проектного двигуна;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, визначити можливі небезпеки, що можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна, та надати рекомендації щодо їх усунення;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині пояснювальної записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси, що відбуваються в системі наддуву дизельного двигуна, та їх вплив на ефективність роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем, пов'язаних з підвищенням ефективності роботи дизельного двигуна за рахунок удосконалення параметрів системи наддуву та оптимізації її конструктивних і експлуатаційних характеристик.

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2025» що проходила в квітні 2025 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1 Опис установки встановлення двигуна

Дизель-генераторні установки призначені для вироблення електричної енергії в умовах, коли підключення до централізованої енергосистеми є неможливим, технічно ускладненим або економічно недоцільним. Вони застосовуються як основні або резервні джерела електроживлення на промислових підприємствах, у сільському господарстві, будівництві, на об'єктах критичної інфраструктури та в системах автономного енергозабезпечення.

Конструктивно дизель-генераторна установка складається з дизельного двигуна внутрішнього згоряння та синхронного генератора змінного струму, змонтованих на спільній рамі та з'єднаних між собою муфтою або жорстким фланцевим з'єднанням. Дизельний двигун забезпечує перетворення хімічної енергії палива у механічну енергію обертання колінчастого валу, яка, у свою чергу, перетворюється генератором на електричну енергію заданих параметрів напруги та частоти.

Установка потужністю 165 кВт, що розглядається в даній роботі, виконана у стаціонарному варіанті та призначена для тривалої експлуатації з номінальним навантаженням. Агрегат монтується на фундаментній основі або металевій рамі з антивібраційними опорами, що забезпечує зниження рівня динамічних навантажень та передачі вібрації на несучі конструкції.

Дизель-генератор може працювати як в автономному режимі, так і паралельно з іншими установками або із зовнішньою електромережею за умови наявності відповідної системи синхронізації. Така можливість дозволяє формувати модульні енергетичні комплекси із регулюванням сумарної потужності залежно від потреб споживачів.

Силовим агрегатом установки є шестициліндровий рядний чотиритактний дизельний двигун типу 6ЧН 11/12.5 із системою рідинного охолодження та

турбонаддувом. Застосування наддуву забезпечує підвищення наповнення циліндрів повітрям, що сприяє збільшенню ефективної потужності та покращенню паливної економічності двигуна.

Двигун обладнаний системами мащення, охолодження, живлення паливом та повітропостачання, які забезпечують його стабільну роботу в номінальних та перехідних режимах. Система мащення подає масло під тиском до основних тертьових поверхонь, зменшуючи зношування деталей. Система охолодження підтримує допустимий тепловий режим роботи, запобігаючи перегріванню елементів циліндро-поршневої групи. Паливна система забезпечує очищення, дозування та впорскування палива в камери згоряння відповідно до режиму роботи двигуна.

Пуск двигуна здійснюється електричним стартером, що забезпечує надійний запуск за різних температурних умов експлуатації. Конструкцією установки передбачено зручний доступ до основних вузлів і агрегатів, що спрощує проведення технічного обслуговування та скорочує час простою.

Особлива увага приділяється зниженню рівня шуму та вібрації під час роботи агрегату. Для цього застосовуються антивібраційні опори, глушники відпрацьованих газів та, за необхідності, шумозахисні кожухи або окреме машинне приміщення з відповідною звукоізоляцією.

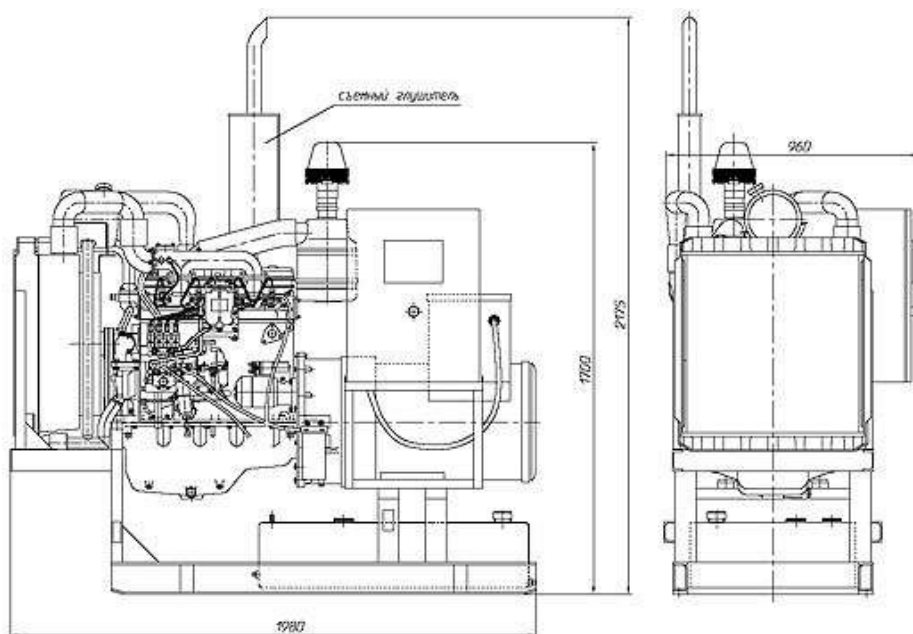


Рис. 1.1 – Електростанція типу ПСМ на базі Д-260

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Дизель Д-260 чотиритактний, дизельний, рядний, рідинного охолодження. Складається з блоку циліндрів, головки циліндрів, кривошипно-шатунного механізму, механізму газорозподілу, а також вузлів і агрегатів систем живлення, змащення, охолодження, пуску і електрообладнання.



Рис. 1.2 – Загальний вигляд Д-260

Блок циліндрів є основним корпусних деталлю дизеля і виконаний у вигляді моноблока, являє собою жорстку чавунну виливку. У розточеннях блоку встановлені шість знімних гільз, виготовлених із спеціального чавуну. Гільза встановлюється в блок циліндрів за двома центруючими поясами. У верхньому поясі гільза закріплюється буртами, в нижньому – ущільнюється двома гумовими кільцями, розміщеними в канавках блоку циліндрів. Між стінками блоку циліндрів і гільзами циркулює охолоджуюча рідина.

Поперечні перегородки блоку циліндрів мають припливи, призначені для утворення опор колінчастого валу. На ці припливи встановлені кришки. Припливи разом з кришками утворюють ліжка для корінних підшипників. Ліжка під вкладиші корінних підшипників розточені з одного установки в зборі з кришками. Міняти

кришки місцями не допускається. Блок циліндрів має поздовжній масляний канал, від якого по поперечним каналах масло підводиться до корінних підшипників колінчастого валу, а потім до шийок розподільного валу і форсунок для охолодження поршнів. Форсунки для охолодження поршнів встановлені в блоці циліндрів у верхній частині другої, четвертої і шостої опори колінчастого валу. На водорозподільному каналі блоку циліндрів є майданчик для установки рідинно-масляного теплообмінника. Підведення і відведення масла від теплообмінника здійснюється по каналах блоку.

Для підвищення жорсткості нижня площину блоку циліндрів зміщена вниз на 80 мм щодо осі колінчастого валу. До переднього торця блоку прикріплений сталевий щит розподілу і кришка розподілу, а до заднього - сталевий лист, за допомогою якого дизель з'єднується з силовою установкою. Передньою опорою дизеля служать два кронштейни, встановлені на бічних поверхнях блоку циліндрів. Знизу блок циліндрів закритий масляним картером.

Головки циліндрів відлиті з чавуну (одна головка на три циліндра) – взаємозамінні. У внутрішніх порожнинах головок циліндрів є впускні та випускні канали, що закриваються клапанами. Для забезпечення відводу тепла головки циліндрів мають внутрішні порожнини, в яких циркулює охолоджуюча рідина. Головки циліндрів мають вставні сидла клапанів, виготовлені з жароміцного і зносостійкого сплаву. На голівках циліндрів встановлюються форсунки (по 3 на кожну головку), стійки, осі коромисел з коромислами, кришки головок і ковпаки кришок, що закривають клапанний механізм. Для ущільнення роз'єму між головками і блоком циліндрів встановлена прокладка з полотна що не містить азбесту. Отвори для гільз циліндрів і масляного каналу окантовані листової сталлю. При складанні дизеля циліндрові отвори прокладки додатково окантовуються фторопластовим кільцями.

Колінчастий вал - сталевий, має сім корінних і шість шатунних шийок. Для зменшення навантажень на підшипники від сил інерції на першій, шостій, сьомий та дванадцятою щоках колінчастого валу встановлюються знімні противаги. У

шатунних шийках є порожнини для додаткової відцентрового очищення масла. Порожнини шийок закриті різьбовими заглушками.

Осьове зусилля колінчастого валу сприймається чотирма біметалічними сталєалюмінієвими півкільцями, встановленими в розточеннях блоку циліндрів і кришки четвертого корінного підшипника. Попереду і ззаду колінчастий вал ущільнюється манжетами. На передній кінець валу встановлюються: з натягом шестерня приводу механізму газорозподілу (шестерня колінчастого валу) і шестерня приводу масляного насоса, шків приводу водяного насоса, генератора, компресора кондиціонера повітря.

На носку колінчастого валу встановлений шести канавковий шків для приводу генератора (1 ремінь), шестеренного насоса (2 ремня), водяного насоса і пневмокомпресору (2 ремня), компресора кондиціонера (1 ремінь). Для зниження рівня крутильних коливань колінчастого валу на маточині шківів встановлений силіконовий демпфер.

Поршень виготовлений з алюмінієвого сплаву. У днищі поршня виконана камера згоряння. У верхній частині поршень має три канавки - в перші дві встановлюються компресійні кільця, в третю - маслосборне кільце з розширником. Поршневий палець порожнистий, виготовлений із хромонікелевої сталі. Осьове переміщення пальця в бобишках поршня обмежується стопорними кільцями.

Шатун - сталевий, двотаврового перетину. У верхню головку його запресована втулка. Для змащення поршневого пальця у верхній голівці шатуна і втулки є отвір. Розточування нижньої головки шатуна під вкладиші проводиться в зборі з кришкою. Шатун і кришка мають однакові номери, набиті на їх поверхнях. Кришки шатунів не взаємозамінні. Крім того, шатуни мають вагові групи по масі верхньої і нижньої головок. Позначення групи за масою наноситься на торцевій поверхні верхньої головки шатуна.

Вкладиші корінних і шатунних підшипників колінчастого валу тонкостінні, виготовлені з біметалічної смуги. По внутрішньому діаметру вкладиші виготовляються двох розмірів відповідно до номіналу шийок колінчастого валу.

Маховик виготовлений з чавуну, кріпиться до фланця колінчастого валу болтами. На маховик напресовано сталевий зубчастий вінець.

Механізм газорозподілу складається з шестерні, розподільного валу, впускних і випускних клапанів, а також деталей їх установки і приводу: штовхачів, штанг, коромисел, регулювальних гвинтів з гайками, тарілок, сухарів, пружин, стійок і осей коромисел.

Розподільчий вал - чотириопорний, отримує обертання від колінчастого валу через шестірні розподілу. Штовхачі - сталеві, мають сферичні денця з наплавленням спец чавуном. Кулачки розподільного валу виготовлені з невеликим ухилом, за рахунок цього штовхачі в процесі роботи здійснюють обертальний рух. Штанги штовхачів виготовлені з сталевих прутів. Сферична частина, що входить всередину штовхача, і чашка штанги загартовані.

Коромисла клапанів сталеві, гойдаються на осі, встановленої в стійках. Вісь коромисел порожниста, має шість радіальних отворів для змащення коромисел. Переміщення коромисел уздовж осі обмежується розпирні пружинами. Впускні і випускні клапани виготовлені з жароміцної сталі, переміщуються в напрямних втулках, запресованих в головки циліндрів. Кожен клапан закривається під дією двох пружин: зовнішньої і внутрішньої, які закріплені на його стрижні за допомогою тарілки і сухариків.

Ущільнювальні манжети, встановлені на напрямні втулки клапанів, виключають потрапляння масла в циліндри дизеля через зазори між стрижнями клапанів і направляючими втулками. Шестерні розподілу розміщені в картері, утвореному щитом розподілення, прикріпленім до блоку циліндрів, і кришкою розподілу.

Система живлення дизеля, складається з паливного насоса, форсунок, трубопроводів низького і високого тиску, повітроочисника, впускного і випускного колекторів, турбокомпресора, паливних фільтрів грубого і тонкого очищення, а також паливного бака, що встановлюється на тракторі, комбайні (машині).

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) має шість секцій і перед-призначений для подачі в циліндри дизеля в певні моменти часу строго дозованих порцій палива під високим тиском.

ПНВТ приводиться в дію від колінчастого валу через розподільні шестерні дизеля і напівмуфту приводу, встановлену на кулачковому валу.

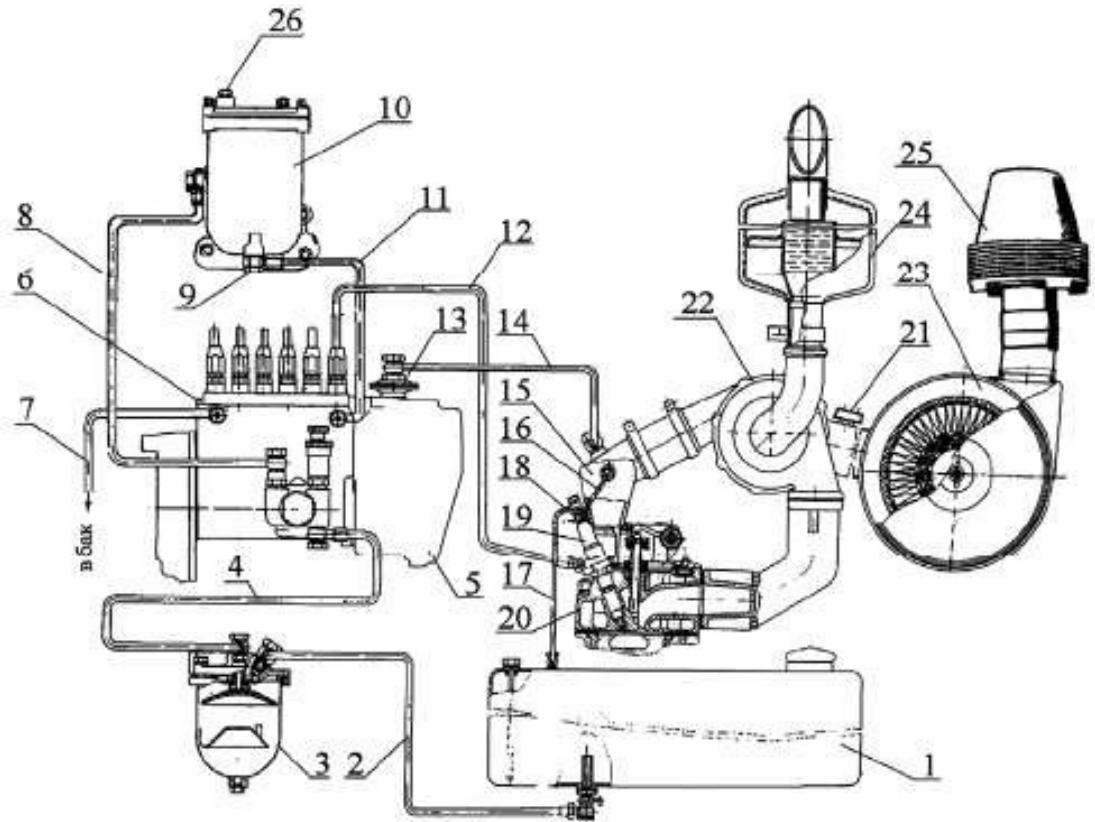


Рис. 1.3 – Схема системи живлення дизеля Д-260

1 - паливний бак; 2 - трубка паливна від паливного бака; 3 - фільтр грубого очищення палива; 4 - трубка паливна від фільтра грубої очистки палива; 5 - паливний насос; 6 - пробка спуску повітря з головки паливного насоса; 7 - трубка відводу палива в паливний бак; 8 - трубка підведення палива від насоса, що підкачує до фільтра тонкого очищення палива; 9 - пробка зливу відстою; 10 - фільтр паливний тонкої очистки; 11 - трубка відводу палива від фільтра тонкого очищення в порожнину низького тиску насоса; 12 - трубка паливна високого тиску; 13 - пневмокорректор; 14 - трубка підведення повітря від впускного тракту після турбокомпресора до пневмокорректора; 15 - впускний колектор; 16 - трубка підведення дренажного палива у впускний колектор; 17 - трубопровід від форсунок в бак; 18 - паливний провід дренажний; 19 - форсунка; 20 - головки циліндрів; 21 - електричний датчик засміченості фільтра повітря; 22 - турбокомпресор; 23 - очисник повітря; 24 - глушник; 25 - фільтр грубого очищення повітря; 26 - пробка спуску повітря з фільтра палива тонкого очищення.

Паливний насос високого тиску відповідно має два важелі:

- важіль управління, з упором максимального і мінімального холостого ходу;
- важіль зупинки, що відключає подачу палива в крайньому положенні.

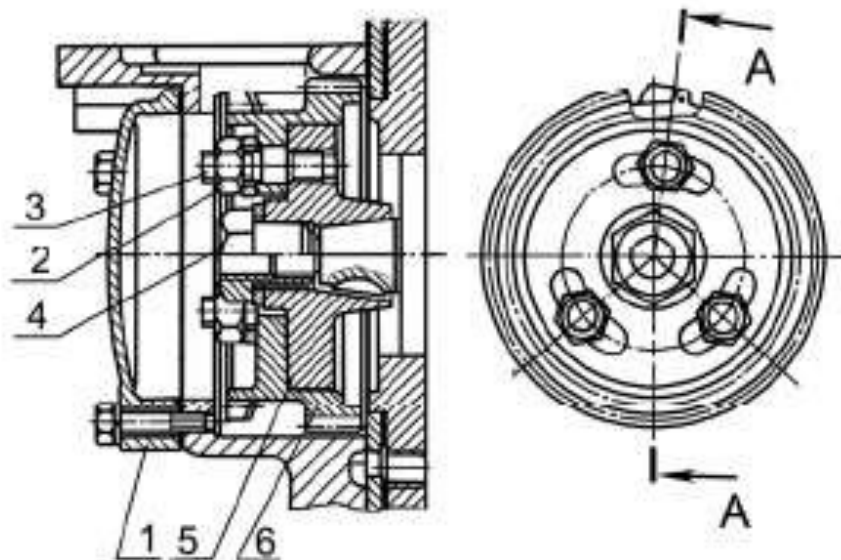


Рис. 1.4 – Привід насоса паливного

1 - кришка люка; 2 - гайка; 3 - шпилька; 4 - гайка спеціальна; 5 - напівмуфта приводу; 6 - шестерня приводу паливного насоса

З паливним насосом високого тиску в одному агрегаті об'єднані насос підкачки палива і регулятор частоти обертання з коректором по наддуву. Насос підкачки палива встановлений на корпусі насоса високого тиску, призначений для подачі палива з паливного бака до паливного насосу і приводиться в дію ексцентриком кулачкового валу.

Для видалення повітря з системи живлення на насосі підкачки палива встановлено насос ручного прокачування поршневого типу. Для забезпечення надійного пуску двигуна в регуляторі передбачено пусковий пристрій, що забезпечує збільшену подачу палива під час пуску двигуна.

У голівці паливного насоса встановлений перепускний клапан, який служить для створення необхідного тиску (0,12 ... 0,19 МПа) в каналах низького тиску ПНВТ. Надмірне паливо, що подається насосом підкачки палива, через перепускний клапан надходить на злив в бак. При непрацюючому двигуні перепускний клапан забезпечує герметичність порожнини низького тиску ПНВТ, що є необхідною умовою для надійного пуску двигуна.

Для забезпечення надійного пуску двигуна також необхідно забезпечити злив палива в бак нижче рівня його забору (під шар палива). Деталі паливного насоса змащуються маслом від системи змащення дизеля.

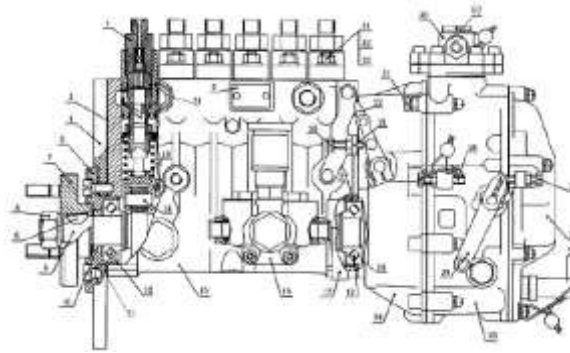


Рис. 1.5 - Паливний насос високого тиску

1 - секція паливного насоса; 2 - таблицка; 3 - прокладка фланця; 4 - фланець; 5 - кришка підшипника; 6 - шпонка; 7 - напівмуфта приводу; 8 - гайка кріплення напівмуфти; 9 - кулачковий вал; 10 - манжета кришки підшипника; 11 - прокладка кришки підшипника; 12 - підшипник; 13 - направляючий штифт штовхача; 14 - штовхач; 15 - корпус паливного насоса; 16 - насос підкачки палива; 17 - шпилька кронштейна підтримки ПНВТ; 18 - регулювальні прокладки; 19 - кільце підшипника; 20 - болт; 21 - кронштейн; 22 - важіль зупинки; 23 - болт; 24 - корпус регулятора; 25 - кришка регулятора; 26 - кришка оглядового люка; 27 - болт регулювання мінімальної частоти обертання; 28 - болт регулювання максимальної частоти обертання; 29 - важіль управління; 30 - коректор по наддуву; 31 - шпилька; 32 - гайка; 33 - шайба; 34 - перепускний клапан.

Для впорскування палива в циліндри дизеля застосовується форсунка з п'яти дірковим розпилювачем закритого типу. Вона забезпечує необхідний рівномірний розпил палива під великим тиском. З метою підвищення надійності розпилювача і стабільності його параметрів на дизелі під форсунку встановлена прокладка-екран.

Для попереднього очищення палива від механічних домішок і води служить фільтр грубого очищення. Він складається з корпусу, розсіювача, відбивача з сіткою, склянки із заспокоювачем.

Фільтр тонкого очищення служить для остаточного очищення палива. Фільтр тонкого очищення має змінний паперовий елемент. Паливо, проходячи крізь штори паперового фільтруючого елемента, очищається від механічних домішок.

Для очищення всмоктуваного в циліндри повітря, служить очисник повітря сухого типу з застосуванням в якості елемента фільтрування паперових фільтр-патронів, виготовлених зі спеціального високо-пористого картону.

Очисник повітря має три ступені очищення. Першою сходинкою очищення служить моноциклон, другий і третій - основний і контрольний паперові фільтр-патрони.

Система охолодження закритого типу, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини від відцентрового насоса. Водяний насос приводиться в обертання клиновим ременем від шківів колінчастого валу. Температуру охолоджуючої рідини в системі контролюють по дистанційному термометру і світловому сигналізатору. Для прискорення прогріву дизеля після пуску і автоматичного регулювання температурного режиму при різних навантаженнях і температурах навколишнього повітря служать два термостата ТС-107, встановлених на лінії нагнітання. На дизелі встановлюється водяний насос в зборі з вентилятором. Вентилятор кріпиться до шківів.

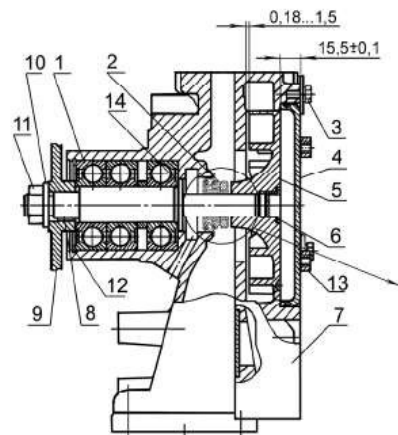


Рис. 1.6 - Водяний насос

1 - підшипник; 2 - сальник водяного насоса; 3 - болт; 4 - кришка; 5 - крильчатка; 6 - заглушка; 7 - корпус; 8 - валик насоса; 9 - шків; 10 - шайба; 11 - гайка; 12 - кільце стопорне; 13 - бонка демонтажна;

Є два варіанти установки вентилятора: без проставки (а) і з проставкою (б).

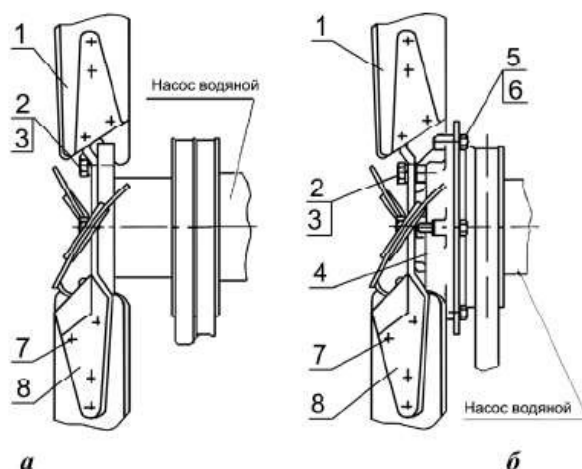


Рис. 1.7 – Установка вентилятора

1-лопата, 2-болт, 3-шайба, 4-проставка, 5-болт, 6-шайба, 7 заклепка, 8-хрестовина.

На деяких модифікаціях дизелів замість сталевго вентилятора може встановлюватися литий пластмасовий вентилятор.

Система мащення дизеля, комбінована: частина деталей змащується під тиском, частина - розбризкуванням. Підшипники колінчатого і розподільного валів, втулки проміжної шестерні, шатунні підшипники колінчастого валу, пневмокомпресор, механізм приводу клапанів і підшипник валу турбокомпресора змащуються під тиском від масляного насоса. Гільзи, поршні, поршневі пальці, штанги, штовхачі, кулачки розподільного валу і деталі паливного насоса змащуються розбризкуванням.

Система мащення складається з масляного насоса, масляного фільтра з паперовим елементом, відцентрового масляного фільтра, рідинно-масляного теплообмінника. Масляний насос шестеренного типу, однокісний, кріпиться болтами до блоку циліндрів. Привід масляного насоса здійснюється від шестерні, що встановлена на колінчастому валу. В масляному насосі є перепускний клапан, відрегульований на тиск 0,7 ... 0,75 МПа. При підвищенні тиску вище зазначеного масло перепускається з порожнини нагнітання в порожнину всмоктування.

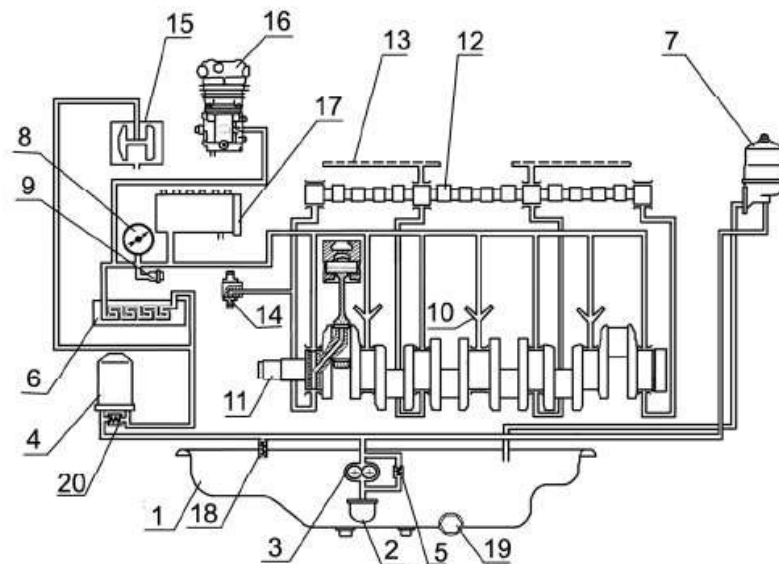


Рис. 1.8 – Схема системи змащення

1 - картер масляний; 2 - маслоприймач; 3 - масляний насос; 4 - фільтр масляний паперовий; 5 - перепускний клапан; 6 - теплообмінник рідинно-масляний; 7 - фільтр масляний відцентровий; 8 - показчик тиску масла; 9 - датчик аварійного тиску масла; 10 - форсунки охолодження поршнів; 11 - вал колінчастий; 12 - вал розподільний; 13 - масляний канал осі коромисел; 14 - шестерня проміжна; 15 - турбокомпресор; 16 - компресор; 17 - паливний насос високого тиску; 18 - клапан запобіжний; 19 - пробка для зливу масла; 20 - клапан перепускний паперового фільтруючого елемента.

Фільтруючий елемент масляного фільтра має перепускний клапан. Пропускний клапан нерегульований.

У корпусі фільтра вбудований запобіжний нерегульований клапан. Він призначений для підтримки тиску масла в головній масляній магістралі 0,28 ... 0,45МПа.

З агрегатів електроустаткування на дизелі встановлюється генератор Г964.3701-1 або Г964.3701-1-2 потужністю 1000 Вт і номінальним напругою 14В. Генератор являє собою безконтактну п'ятифазну однойменно полюсову електричну машину з одностороннім електромагнітним збудженням, вбудованим випрямним блоком і інтегральним регулятором напруги.

Привід генератора здійснюється клиновим ременем від шків колінчастого валу. Передавальне відношення приводу генератора - 2,18. Пусковий пристрій дизеля складається з електричного стартера 20.3708 або СТ 142Н номінальною напругою 24В, потужністю 6 кВт. Стартер являє собою електродвигун постійного струму з електромагнітним реле і механізмом приводу. Для забезпечення пуску при низьких температурах навколишнього повітря конструкція дизеля передбачає можливість використання встановленого на тракторі, комбайні (машині) пускового пристосування аерозольного для вприскування легкозаймистої рідини. Для цього впускний колектор має отвір під установку форсунки пускового пристосування.

Для приводу пневматичних гальм причепа і накачування шин дизелі, встановлювані на трактор, обладнані поршнеvim одноциліндровим одноступінчастим компресором. Компресор встановлюється на фланці кришки розподілу, привід його здійснюється від шестерні приводу компресора і паливного насоса. Охолодження компресора - повітряне. Марка компресора А29.05.000. Продуктивність не менше 180 л / хв. при тиску 0,6 МПа на номінальній частоті обертання дизеля.

Керування дизелем дистанційне. Частота обертання колінчастого валу змінюється за допомогою важеля або педалі, з'єднаних з важелем управління регулятором паливного насоса. Включення стартера під час пуску дизеля здійснюється вмикачем, розташованим на щитку приладів.

1.3 Висновки по розділу

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкта встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція потужністю 165 кВт. Проаналізовано особливості її експлуатації, режими роботи та завдання, які вона виконує під час забезпечення автономного або резервного електропостачання споживачів.

Окремо розглянуто та детально описано будову двигуна-прототипу 6ЧН 11/12.5, принципи роботи та призначення його основних систем, механізмів, вузлів і деталей. Оцінено основні технічні показники двигуна-прототипу та враховано можливості їх покращення за рахунок удосконалення системи наддуву при обов'язковому дотриманні вимог надійності, довговічності та стабільності роботи установки на різних режимах експлуатації.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 165$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 2000$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 15$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.80$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 180$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$\Delta T = 15$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 185$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 750$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.55$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.98$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}$$

де $n_k = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{180}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 363.5$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 45$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 363.5 - 45 = 318.5$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 180 - 3 = 177$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 180 = 171$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{750} \cdot \frac{185}{15 \cdot 171 - 185} = 0.032$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.03 \cdot 750}{1 + 0.03} = 321.67$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{15}{15 - 1} \cdot \frac{171}{180} \cdot \frac{318.489}{321.673 \cdot (1 + 0.032)} = 0.977$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

де $R_{\Pi} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{177 \cdot 10^3}{287 \cdot 318.489} = 1.936$$

що більше від потенційного заряду, $\text{кг} / \text{м}^3$:

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.936 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.732$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.374$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 171 \cdot 15^{1.374} = 7062.289$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (4000 \dots 9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 321.67 \cdot 15^{1.37 - 1} = 885.67$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700 \dots 1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 885.671 = 22.216$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.86$ - вміст вуглецю;

$H = 0.13$ - вміст водню;

$O = 0.01$ - вміст кисню;

$S = 0$ - вміст сірки;

$W = 0$ - вміст води;

Найнижча теплота згоряння палива за формулою Менделєєва, в $\text{кДж} / \text{кг}$

$$Q_{н.р} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)]$$

$$Q_{н.р} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot C \\ 300 \cdot H \\ -26 \cdot (O - S) \\ -6 \cdot (9 \cdot H + W) \end{bmatrix} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot 0.86 \\ 300 \cdot 0.13 \\ -26 \cdot (0.01 - 0) \\ -6 \cdot (9 \cdot 0.13 + 0) \end{bmatrix} = 42447.806$$

Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495$$

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.8 \cdot 0.495 = 0.89$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.8 - 1) \cdot 0.495 = 0.083$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.8 \cdot 0.495 = 0.703$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.083 \\ 0.703 \end{pmatrix} = 0.923$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.923}{0.89} = 1.037$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,033...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.037 + 0.032}{1.000 + 0.032} = 1.036$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots$$

$$+ M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.083 \cdot 23.3 \\ 0.703 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.31$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0831 \cdot 0.0015 \\ 0.7032 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mC_p'' = mC_v'' + 8.314; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mC_p'' = a' + b' \cdot T_z; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.31 + 8.314 = 31.624$$

$$b' = b = 0.00182$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.55 \cdot 7062.289 = 10946.548$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.р} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mC_v'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mC_p'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0$$

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00182 \cdot 1.03572 = 0.00188$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.624 \cdot 1.036 = 32.754$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.89 \cdot (1 + 0.032)} = 3.928 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.216 + 8.314 \cdot 1.55) \cdot 885.671 = 3.109 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 39278.089 + 31089.809 = 70367.898$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.754^2 + 4 \cdot 1.883 \times 10^{-3} \cdot 7.037 \times 10^4 = 1.603 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.754 + \sqrt{1602.737}}{2 \cdot 0.002} = 1933.496$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.036 \cdot 1.933 \times 10^3}{1.55 \cdot 885.671} = 1.459$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,20 \dots 1,55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.459}{15} = 0.097 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 9.725$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1.459} = 10.283$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.207$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{10946.548}{10.283^{1.207}} = 657.144$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (300 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1933.496}{10.283^{1.207-1}} = 1193.539$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000 \dots 1200)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1193.539}{\sqrt[3]{\frac{657.144}{185}}} = 782.24$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|750 - 782.24|}{750} \cdot 100 = 4.299 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме

значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$
$$\text{або } p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.459 - 1) = 0.711$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.55 \cdot 1.459}{1.207 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10.283^{1.207 - 1}} \right) = 4.18$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.374 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1.374 - 1}} \right) = 1.703$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{7062.289}{15 - 1} \cdot [0.711 + (4.18 - 1.703)] = 1608.522$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1608.522 = 1576.352$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_{int}} = \frac{1.8 \cdot 14.317 \cdot 1576.352}{0.977 \cdot 42447.806 \cdot 1.936} = 0.506$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.506 \cdot 42447.806} = 0.168$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

де $a_M = 88$; $b_M = 11.8$ - емпіричні коефіцієнти;

$s_{пр} = 0.125$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.125 \cdot 2000}{30} = 8.333 \text{ } ^4/c - \text{середня швидкість поршня};$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 8.333 = 186.333$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1576.352 - 186.333 = 1390.018$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550...2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1390.018}{1576.352} = 0.882$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.506 \cdot 0.882 = 0.446$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,4...0,52)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.446 \cdot 42447.806} = 0.19$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,165...0,215) \text{ } \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно

[1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{\text{год}}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.19 \cdot 165 = 31.359$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{165 \cdot 10^3}{1390.018 \cdot 2000} = 7.122$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{7.122}{6} = 1.187$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}}$$

де $d_{пр} = 0.11$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.125}{0.11} = 1.136 \quad \text{- співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.187}{\pi \cdot 1.136}} = 109.973 \quad \text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.11$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.136 \cdot 109.973 = 124.969 \quad \text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.125$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 110 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 110 \cdot 10^{-3} = 0.11$$

хід поршня

$$s' = 125 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 125 \cdot 10^{-3} = 0.125$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.11^2 \cdot 0.125 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 7.127$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1390.018 \cdot 7.127 \cdot 2000}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 165.122$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{165.122 + 165}{2} = 165.061$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|165.122 - 165|}{165.061} \cdot 100 = 0.074 \text{ \%,}$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi = 0, \Delta\varphi \dots 720$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} \cdot 0.125 = 1.188 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{1.188 \times 10^{-3}}{15 - 1} = 8.485 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 1.188 \times 10^{-3} + 8.485 \times 10^{-5} = 1.273 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 8.485 \times 10^{-5} \cdot 1.459 = 1.238 \times 10^{-4}$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)$$

де $\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\varphi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d \cdot \left(\frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{\kappa}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi)/V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в м^3 ; p - тиск робочого тіла в кПа ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00008$	$p(0) = 171$	$V(180) = 0.00127$	$p(180) = 171$
$V(10) = 0.0001$	$p(10) = 171$	$V(190) = 0.00127$	$p(190) = 172.25$
$V(20) = 0.00013$	$p(20) = 171$	$V(200) = 0.00125$	$p(200) = 176.099$
$V(30) = 0.00018$	$p(30) = 171$	$V(210) = 0.00121$	$p(210) = 182.848$
$V(40) = 0.00026$	$p(40) = 171$	$V(220) = 0.00117$	$p(220) = 193.053$
$V(50) = 0.00034$	$p(50) = 171$	$V(230) = 0.00111$	$p(230) = 207.6$
$V(60) = 0.00044$	$p(60) = 171$	$V(240) = 0.00103$	$p(240) = 227.855$
$V(70) = 0.00054$	$p(70) = 171$	$V(250) = 0.00095$	$p(250) = 255.919$
$V(80) = 0.00065$	$p(80) = 171$	$V(260) = 0.00086$	$p(260) = 295.069$
$V(90) = 0.00075$	$p(90) = 171$	$V(270) = 0.00075$	$p(270) = 350.552$
$V(100) = 0.00086$	$p(100) = 171$	$V(280) = 0.00065$	$p(280) = 431.048$
$V(110) = 0.00095$	$p(110) = 171$	$V(290) = 0.00054$	$p(290) = 551.48$
$V(120) = 0.00103$	$p(120) = 171$	$V(300) = 0.00044$	$p(300) = 738.548$
$V(130) = 0.00111$	$p(130) = 171$	$V(310) = 0.00034$	$p(310) = 1041.855$
$V(140) = 0.00117$	$p(140) = 171$	$V(320) = 0.00026$	$p(320) = 1555.295$
$V(150) = 0.00121$	$p(150) = 171$	$V(330) = 0.00018$	$p(330) = 2448.516$
$V(160) = 0.00125$	$p(160) = 171$	$V(340) = 0.00013$	$p(340) = 3947.888$
$V(170) = 0.00127$	$p(170) = 171$	$V(350) = 0.0001$	$p(350) = 5946.237$
$V(360) = 0.00008$	$p(360) = 7062.289$	$V(540) = 0.00127$	$p(540) = 657.144$
$V(370) = 0.0001$	$p(370) = 10946.548$	$V(550) = 0.00127$	$p(550) = 185$
$V(380) = 0.00013$	$p(380) = 10359.089$	$V(560) = 0.00125$	$p(560) = 185$
$V(390) = 0.00018$	$p(390) = 6808.871$	$V(570) = 0.00121$	$p(570) = 185$

V(400) = 0.00026	p(400) = 4570.249	V(580) = 0.00117	p(580) = 185
V(410) = 0.00034	p(410) = 3214.279	V(590) = 0.00111	p(590) = 185
V(420) = 0.00044	p(420) = 2375.839	V(600) = 0.00103	p(600) = 185
V(430) = 0.00054	p(430) = 1838.169	V(610) = 0.00095	p(610) = 185
V(440) = 0.00065	p(440) = 1480.429	V(620) = 0.00086	p(620) = 185
V(450) = 0.00075	p(450) = 1234.596	V(630) = 0.00075	p(630) = 185
V(460) = 0.00086	p(460) = 1061.185	V(640) = 0.00065	p(640) = 185
V(470) = 0.00095	p(470) = 936.448	V(650) = 0.00054	p(650) = 185
V(480) = 0.00103	p(480) = 845.612	V(660) = 0.00044	p(660) = 185
V(490) = 0.00111	p(490) = 779.209	V(670) = 0.00034	p(670) = 185
V(500) = 0.00117	p(500) = 731.035	V(680) = 0.00026	p(680) = 185
V(510) = 0.00121	p(510) = 696.978	V(690) = 0.00018	p(690) = 185
V(520) = 0.00125	p(520) = 674.325	V(700) = 0.00013	p(700) = 185
V(530) = 0.00127	p(530) = 661.364	V(710) = 0.0001	p(710) = 185

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 1894.019$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.894 \times 10^3}{1.188 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.594 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.D} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.594 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.563 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.D}|}{(p_{mi} + p_{mi.D})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.576 \times 10^3 - 1.563 \times 10^3|}{1.576 \times 10^3 + 1.563 \times 10^3} \cdot 100 = 0.881$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$r' = 16^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 42^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 52^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 18^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 7.062 \times 10^3 = 8.475 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max}$$

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 1.095 \times 10^4 = 1.095 \times 10^4$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 171$	$V(\varphi_r) = 8.485 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 171$	$V(\varphi_d) = 1.273 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 7062.289$	$V(\varphi_c) = 8.485 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 10946.548$	$V(\varphi_z) = 8.496 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 657.144$	$V(\varphi_b) = 1.273 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 3.111 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.541 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.932 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.102 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 378$	$p(\varphi_{z'}) = 1.095 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 1.212 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 488$	$p(\varphi_{b''}) = 790.868$	$V(\varphi_{b''}) = 1.092 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 185$	$V(\varphi_{r'}) = 1.136 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 18$	$p(\varphi_{r''}) = 171$	$V(\varphi_{r''}) = 1.212 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 222$	$p(\varphi_{d'}) = 195.579$	$V(\varphi_{d'}) = 1.154 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 8.475 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 8.485 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zд} = 369$	$p_{zд} = 1.095 \times 10^4$	$V(\varphi_{zд}) = 9.402 \times 10^{-5}$

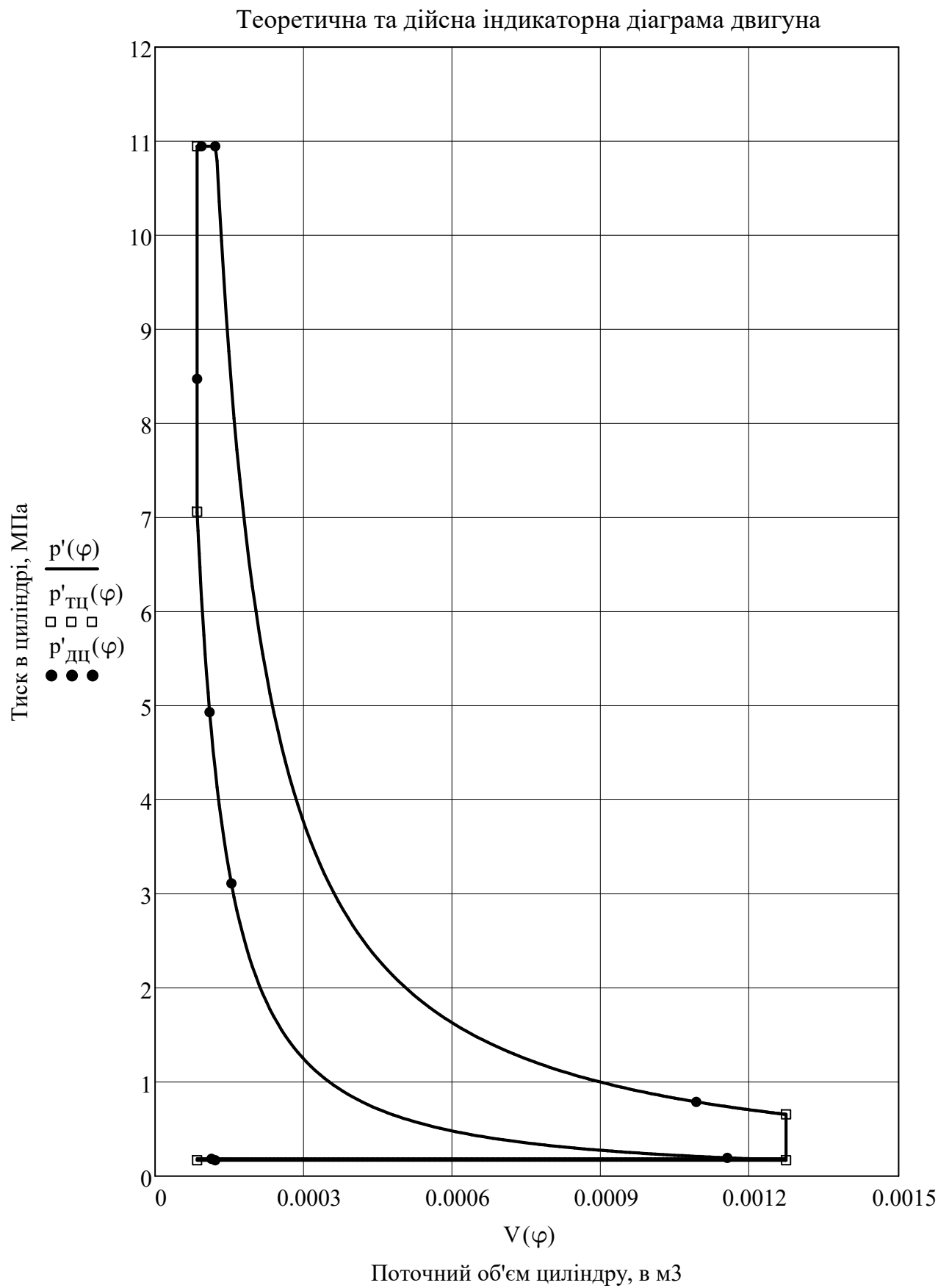


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

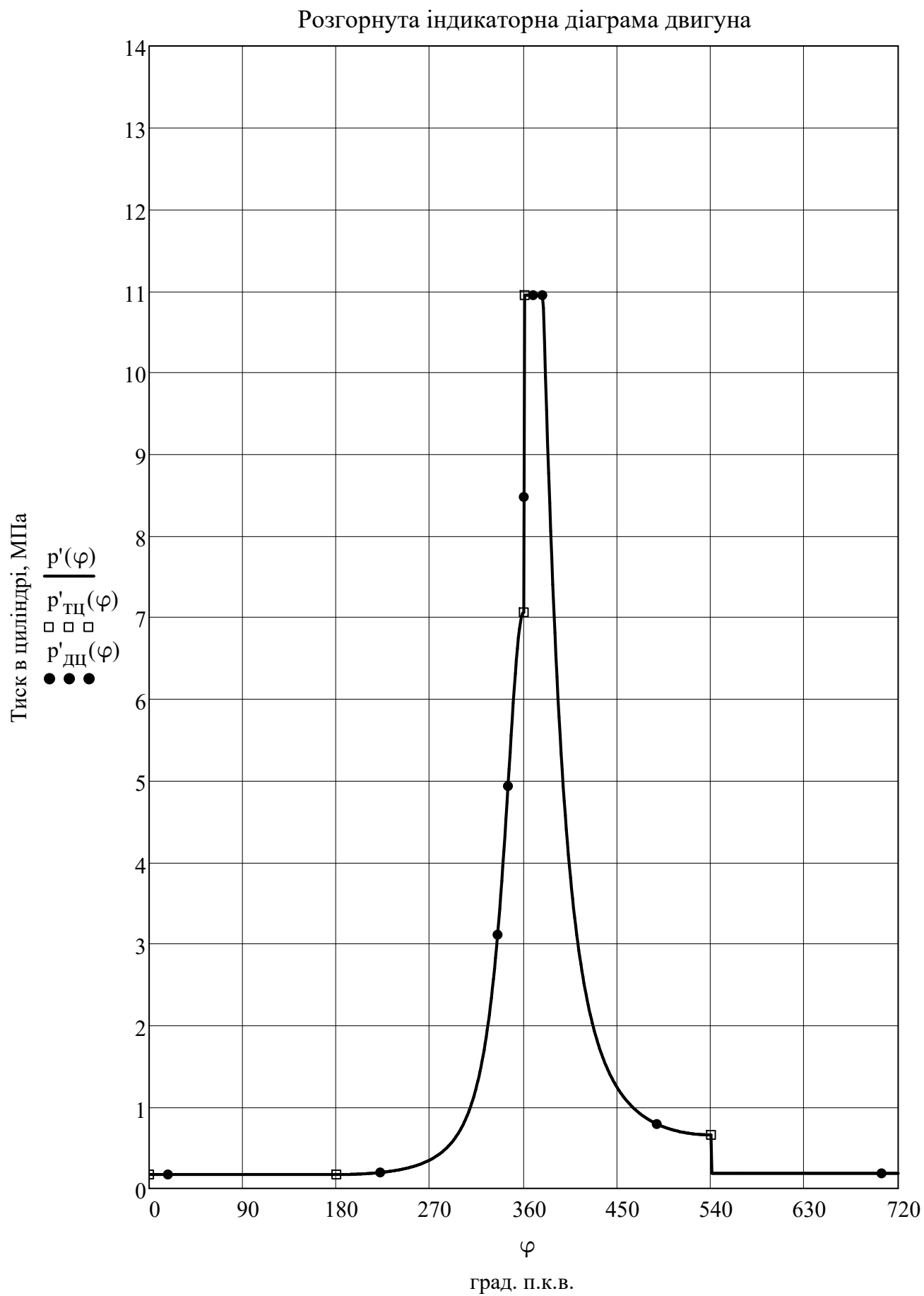


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За цими результатами визначають міцність і знос деталей КШМ.

Сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, виконуємо, виходячи з допущень що:

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

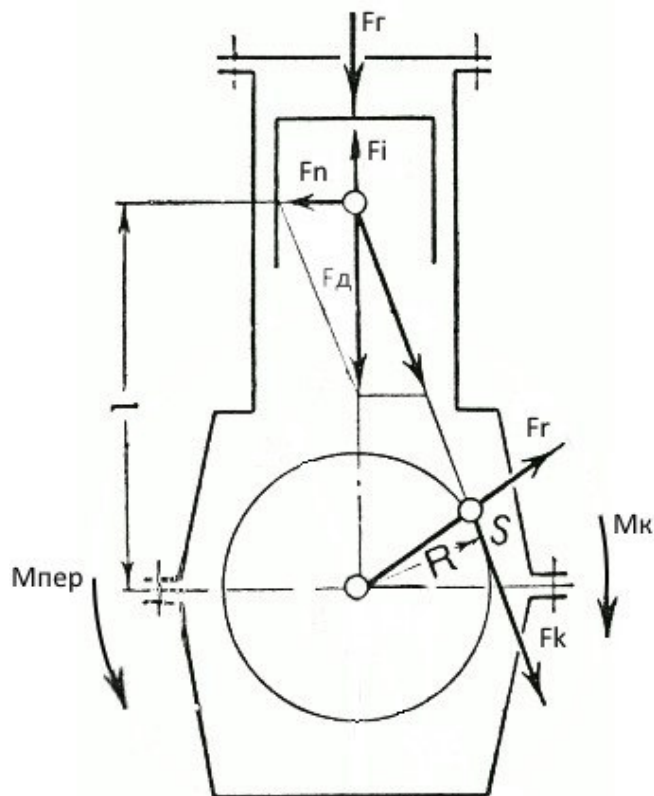


Рис. 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 3.5$ кг - маса комплексу поршня

$m_{\text{Ш}} = 5.8$ кг - маса комплексу шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 3.5 + \frac{1}{3} \cdot 5.8 = 5.433$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.125}{2} = 0.063$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.0625}{0.256} = 0.244$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} = 0.01$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2000}{30} = 209.44$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\varphi) = \arcsin\left(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

$$F_r(\varphi) = (p(\varphi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\varphi) = F_r(\varphi) + F_i(\varphi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \tan(\beta'(\varphi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_k(\varphi) = F_k(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,

в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = 0.662$	$F_i(0) = -18.709$	$F_d(0) = -18.047$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.662$	$F_i(30) = -14.807$	$F_d(30) = -14.144$	$M_k(30) = -0.541$
$F_r(60) = 0.662$	$F_i(60) = -5.541$	$F_d(60) = -4.879$	$M_k(60) = -0.299$
$F_r(90) = 0.662$	$F_i(90) = 3.813$	$F_d(90) = 4.476$	$M_k(90) = 0.28$
$F_r(120) = 0.662$	$F_i(120) = 9.355$	$F_d(120) = 10.017$	$M_k(120) = 0.471$
$F_r(150) = 0.662$	$F_i(150) = 10.993$	$F_d(150) = 11.656$	$M_k(150) = 0.283$
$F_r(180) = 0.662$	$F_i(180) = 11.082$	$F_d(180) = 11.745$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.775$	$F_i(210) = 10.993$	$F_d(210) = 11.768$	$M_k(210) = -0.286$
$F_r(240) = 1.203$	$F_i(240) = 9.355$	$F_d(240) = 10.557$	$M_k(240) = -0.496$
$F_r(270) = 2.369$	$F_i(270) = 3.813$	$F_d(270) = 6.182$	$M_k(270) = -0.386$
$F_r(300) = 6.056$	$F_i(300) = -5.541$	$F_d(300) = 0.515$	$M_k(300) = -0.032$
$F_r(330) = 22.306$	$F_i(330) = -14.807$	$F_d(330) = 7.5$	$M_k(330) = -0.287$
$F_r(360) = 66.152$	$F_i(360) = -18.709$	$F_d(360) = 47.443$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 63.744$	$F_i(390) = -14.807$	$F_d(390) = 48.937$	$M_k(390) = 1.871$
$F_r(420) = 21.616$	$F_i(420) = -5.541$	$F_d(420) = 16.074$	$M_k(420) = 0.984$
$F_r(450) = 10.77$	$F_i(450) = 3.813$	$F_d(450) = 14.583$	$M_k(450) = 0.911$
$F_r(480) = 7.073$	$F_i(480) = 9.355$	$F_d(480) = 16.428$	$M_k(480) = 0.772$
$F_r(510) = 5.661$	$F_i(510) = 10.993$	$F_d(510) = 16.654$	$M_k(510) = 0.404$
$F_r(540) = 5.282$	$F_i(540) = 11.082$	$F_d(540) = 16.365$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.795$	$F_i(570) = 10.993$	$F_d(570) = 11.789$	$M_k(570) = -0.286$
$F_r(600) = 0.795$	$F_i(600) = 9.355$	$F_d(600) = 10.15$	$M_k(600) = -0.477$
$F_r(630) = 0.795$	$F_i(630) = 3.813$	$F_d(630) = 4.609$	$M_k(630) = -0.288$
$F_r(660) = 0.795$	$F_i(660) = -5.541$	$F_d(660) = -4.746$	$M_k(660) = 0.291$
$F_r(690) = 0.795$	$F_i(690) = -14.807$	$F_d(690) = -14.011$	$M_k(690) = 0.536$
$F_r(720) = 0.795$	$F_i(720) = -18.709$	$F_d(720) = -17.914$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -18.047$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -1.826$	$F_r(30) = -11.337$	$F_k(30) = -8.653$	$M_{пер}(30) = 0.541$
$F_n(60) = -1.109$	$F_r(60) = -1.479$	$F_k(60) = -4.78$	$M_{пер}(60) = 0.299$
$F_n(90) = 1.185$	$F_r(90) = -1.185$	$F_k(90) = 4.476$	$M_{пер}(90) = -0.28$
$F_n(120) = 2.277$	$F_r(120) = -6.981$	$F_k(120) = 7.536$	$M_{пер}(120) = -0.471$
$F_n(150) = 1.504$	$F_r(150) = -10.846$	$F_k(150) = 4.525$	$M_{пер}(150) = -0.283$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -11.745$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.519$	$F_r(210) = -10.951$	$F_k(210) = -4.569$	$M_{пер}(210) = 0.286$
$F_n(240) = -2.4$	$F_r(240) = -7.357$	$F_k(240) = -7.943$	$M_{пер}(240) = 0.496$
$F_n(270) = -1.637$	$F_r(270) = -1.637$	$F_k(270) = -6.182$	$M_{пер}(270) = 0.386$
$F_n(300) = -0.117$	$F_r(300) = 0.156$	$F_k(300) = -0.504$	$M_{пер}(300) = 0.032$
$F_n(330) = -0.968$	$F_r(330) = 6.011$	$F_k(330) = -4.588$	$M_{пер}(330) = 0.287$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 47.443$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 6.316$	$F_r(390) = 39.223$	$F_k(390) = 29.938$	$M_{пер}(390) = -1.871$
$F_n(420) = 3.655$	$F_r(420) = 4.872$	$F_k(420) = 15.748$	$M_{пер}(420) = -0.984$
$F_n(450) = 3.862$	$F_r(450) = -3.862$	$F_k(450) = 14.583$	$M_{пер}(450) = -0.911$
$F_n(480) = 3.735$	$F_r(480) = -11.449$	$F_k(480) = 12.36$	$M_{пер}(480) = -0.772$
$F_n(510) = 2.149$	$F_r(510) = -15.498$	$F_k(510) = 6.466$	$M_{пер}(510) = -0.404$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -16.365$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.521$	$F_r(570) = -10.97$	$F_k(570) = -4.577$	$M_{пер}(570) = 0.286$
$F_n(600) = -2.308$	$F_r(600) = -7.074$	$F_k(600) = -7.636$	$M_{пер}(600) = 0.477$
$F_n(630) = -1.221$	$F_r(630) = -1.221$	$F_k(630) = -4.609$	$M_{пер}(630) = 0.288$
$F_n(660) = 1.079$	$F_r(660) = -1.438$	$F_k(660) = 4.649$	$M_{пер}(660) = -0.291$
$F_n(690) = 1.808$	$F_r(690) = -11.23$	$F_k(690) = 8.572$	$M_{пер}(690) = -0.536$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -17.914$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

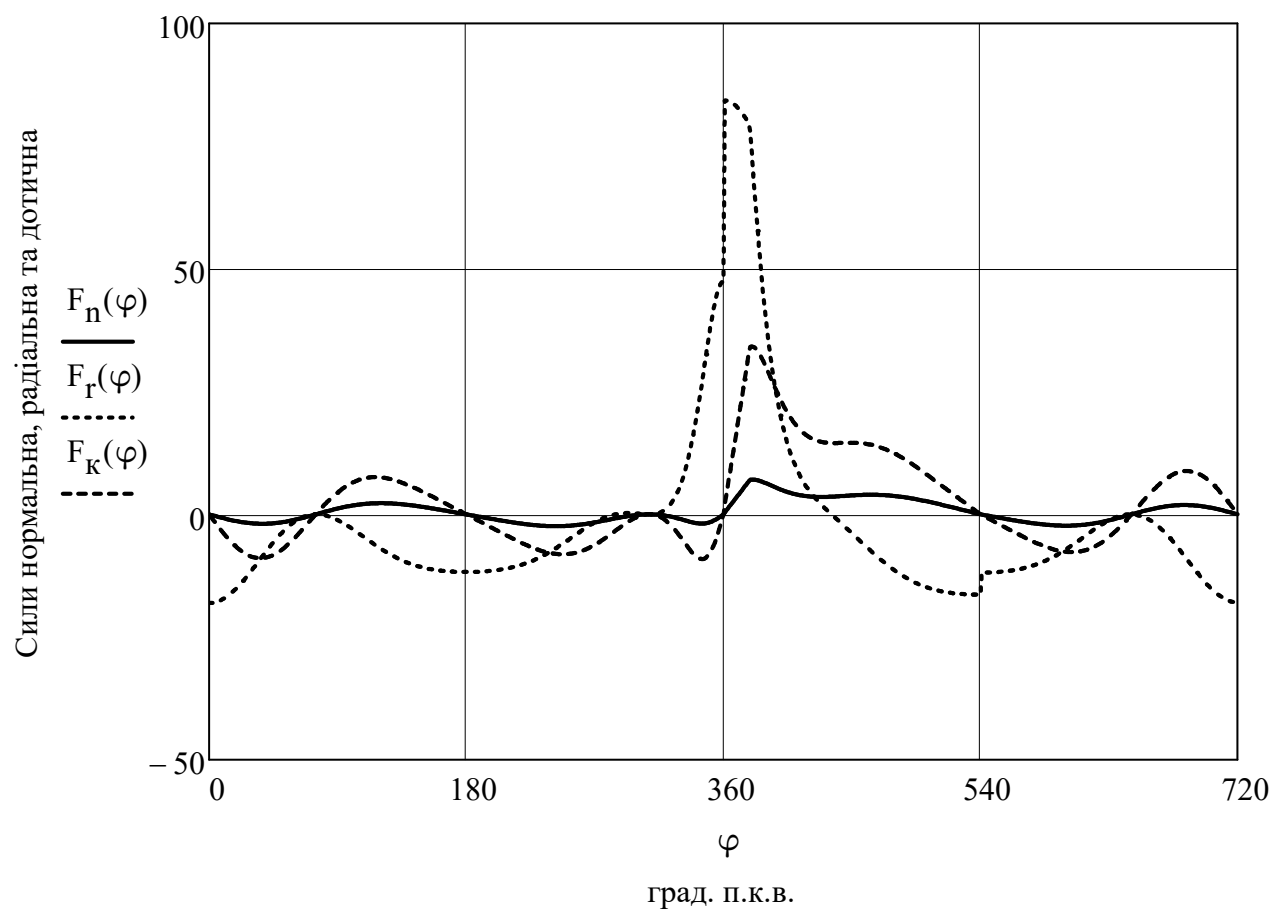
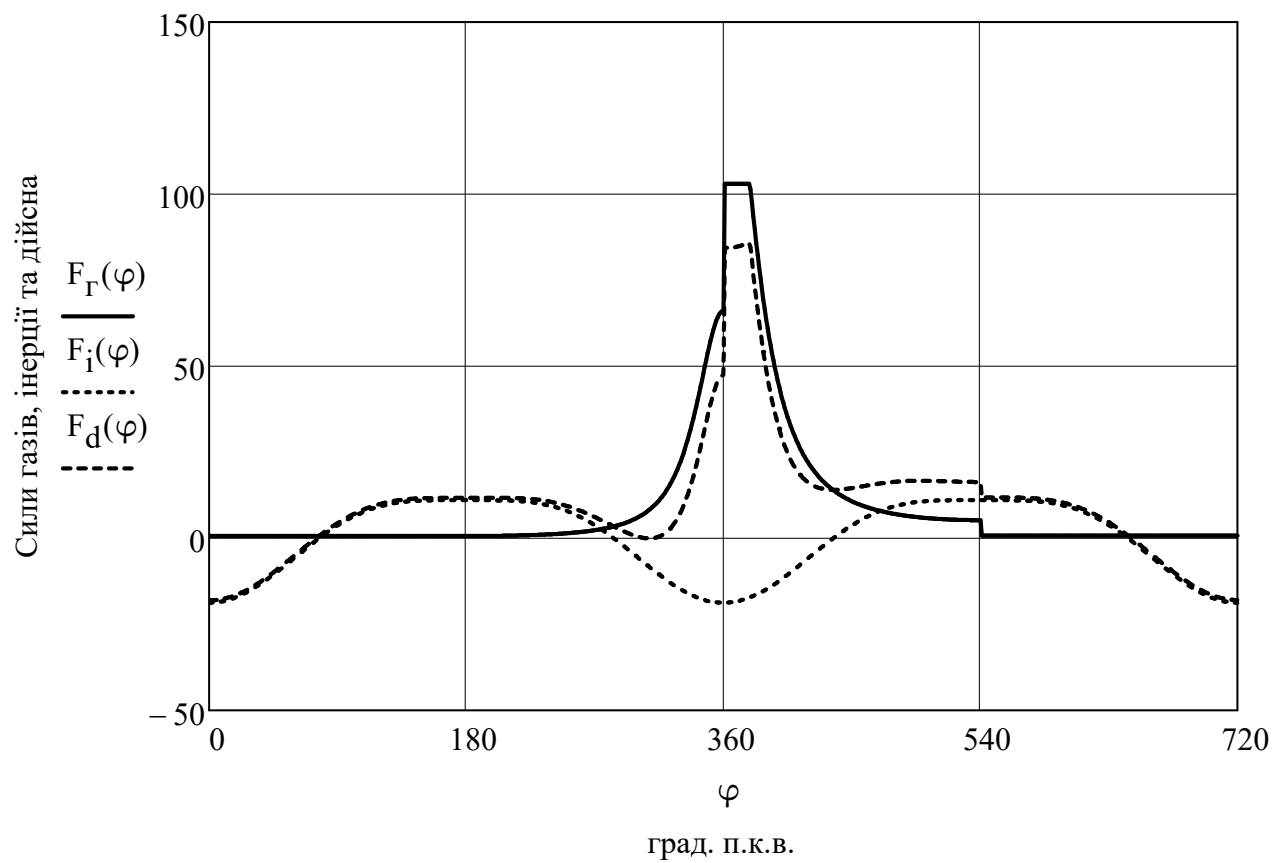


Рис. 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

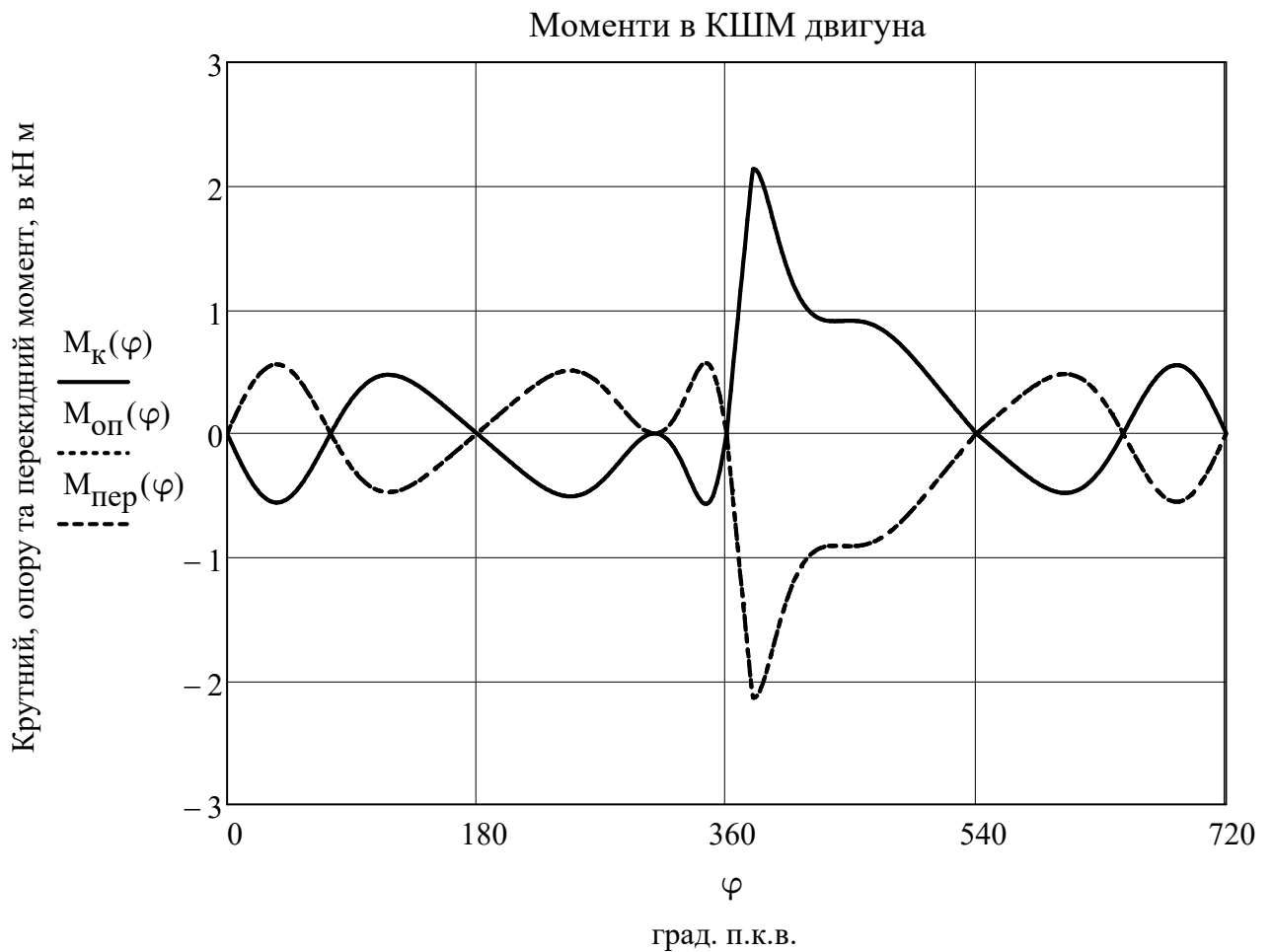


Рис. 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_k = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi_k = 0, \Delta\varphi_k \dots \varphi_{сп}$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.kp}(\varphi_k) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_k(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_k) \cdot s)$$

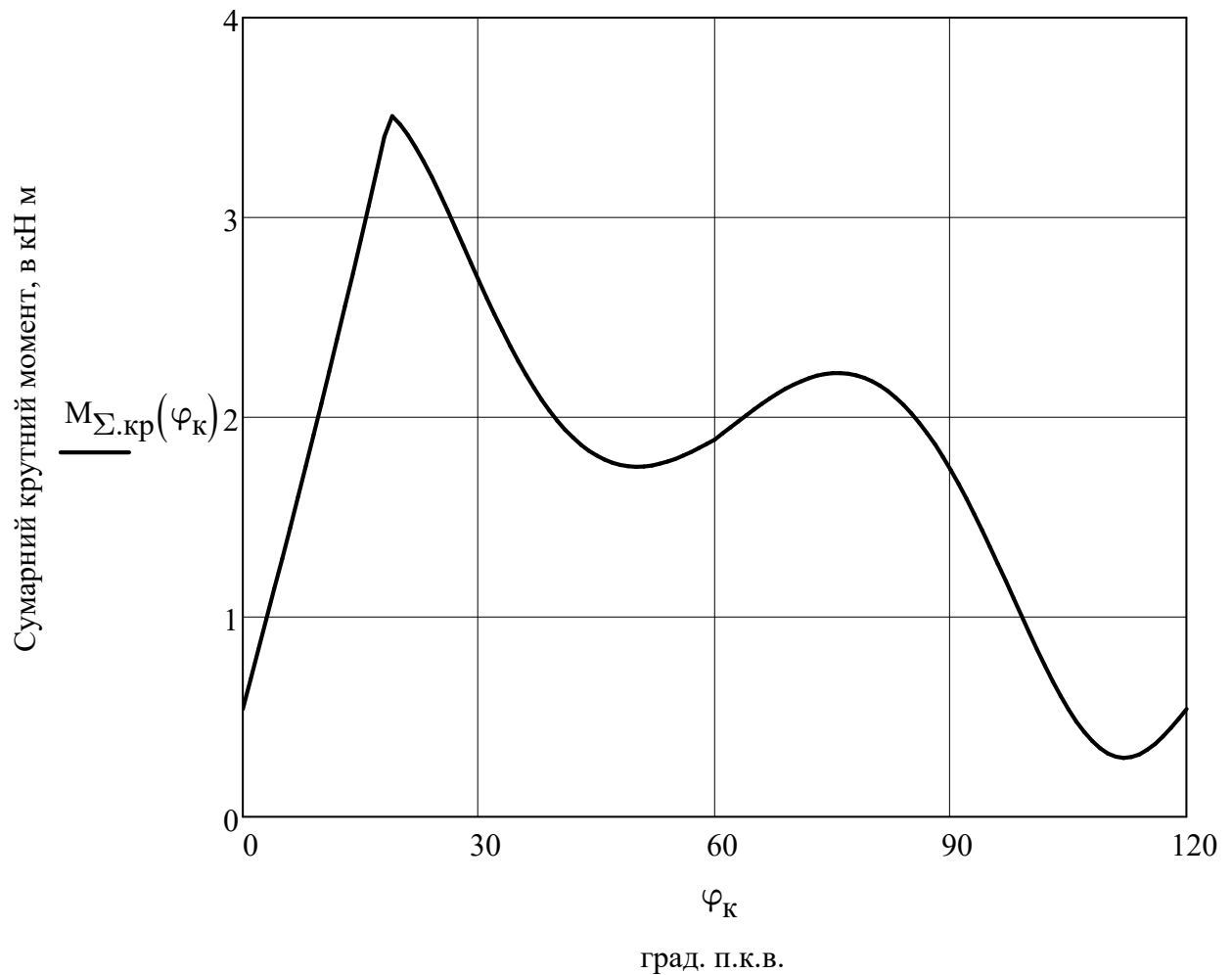


Рис. 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

Нижче приведено масиви розрахованих значень величини сумарного крутного моменту, в кНм

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 0.54$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.392$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.196$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.204$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.063$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.213$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.267$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.762$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.379$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.889$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.54$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_G + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_G - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{31.359 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 3.698 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 165.122 = 165122.331$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1.651 \times 10^5}{3.698 \times 10^5} \cdot 100 = 44.658$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 369751.557 \cdot 0.446 = 165000$$

Виравовуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|1.651 \times 10^5 - 1.65 \times 10^5|}{1.651 \times 10^5} \cdot 100 = 0.074$$

2.4.4 Теплоота, яка відводиться охолоджуваною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

де Q_W - теплоота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T.П}$ - теплоота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{B.H}$ - теплоота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в Дж / с

$$Q_W = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вип}) \cdot Q_{П}$$

де $W_{нап} = 0$ - відносна втрата палива на діляниці наповнення

$W_{ст} = 0$ - відносна втрата палива на діляниці стиску

$W_{г.р} = 0.11$ - відносна втрата палива на діляниці горіння-розширення

$W_{вип} = 0.05$ - відносна втрата палива на діляниці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вип}) = -0 + 0 + 0.11 + 0.05 = 0.16$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{П} = 0.16 \cdot 369751.557 = 59160.249$$

Теплоота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{ср.т} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 186.333 = 111.800$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} \cdot 0.125 = 1.188 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{111.8 \cdot 1.188 \times 10^{-3} \cdot 2 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 13.281$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в Дж / с

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 13.281 = 13280.887$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} = 59160.249 + 13280.887 = 72441.136$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000$ кг / м³ - середня густина води

$C_{\text{мв}} = 4.19$ Дж / кг - середня теплоємність води

$\Delta T_B = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{72441.13575 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00207$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}}$$

де $\Delta p_B = 98$ кПа - гідравлічний опір системи

$\eta_{\text{в.н}} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.002 \cdot 98}{0.9} = 0.226$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж / с

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.226 = 225.91$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж / с

$$Q_B = Q_W + Q_{T.II} + Q_{B.H} = 59160.2 + 13280.9 + 225.9 = 72667$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{72667.046}{369751.557} \cdot 100 = 19.653$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 750 - 273 = 477$$

Температура на початку стиску , в °C

$$t_d = T_d - 273 = 321.673 - 273 = 48.673$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 477 = 33.411$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 48.673 = 29.113$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_r = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_r = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.923 \cdot 33.411 \cdot 477 = 14709.545$$

$$\Delta i''_r = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.89 \cdot 29.113 \cdot 48.673 = 1261.392$$

$$\Delta i_r = \Delta i'_r - \Delta i''_r = 14709.5 - 1261.4 = 13448.2$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{31.359}{3.6} \cdot 13448.153 = 117143.286$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{117143.286}{369751.557} \cdot 100 = 31.682$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом та на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{186.333}{1576.352} \cdot 0.506 = 0.06$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна,
в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.06 \cdot 369751.557 = 22118.412$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в двигуні, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 59160.249 + 22118.412 - 72667.046 = 8611.616$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_{\text{м}} = 900$ кг / м³ - густина мастила

$C_{\text{мм}} = 2.094$ Дж / кг - середня теплоємність масла

$\Delta T_{\text{м}} = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mM} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 8.612 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.142 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6$ Па - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{1.142 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.571$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.571 = 571.183$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж / с

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 8611.616 + 571.183 = 9182.799$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{9182.799}{369751.557} \cdot 100 = 2.484$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \sum \left(\frac{Q_e + Q_B}{Q_T + Q_M} \right) = 369751.6 - \sum \left(\frac{165122.3 + 72667}{117143.3 + 9182.8} \right) = 5636.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{5636.096}{369751.557} \cdot 100.000 = 1.524$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	Q Дж/с,	q %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 369751.6$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 165122.3$	$q_e = 44.7$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 117143.3$	$q_{\Gamma} = 31.7$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 72667$	$q_B = 19.7$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 9182.8$	$q_M = 2.5$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 5636.1$	$q_{HB} = 1.5$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 44.658 + 31.682 + 19.653 + 2.484 + 1.524 = 100$$

Перевірка підтвердила правильність проведених розрахунків

2.5 Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позна- чення	Розмір- ність	Чисельне значення		Порів- няння у %
				Двигун- прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	156	165,1	5,83
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1300	1390	6,92
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,425	0,446	4,94
4	Механічний ККД	η_m	-	0,86	0,882	2,56
5	Питома ефективна витрата палива	g_e	$\frac{g}{(кВт год)}$	205	190	- 7,32
6	Діаметр циліндру	D	мм	110	110	0,0
7	Хід поршня	S	мм	125	125	0,0

У даному розділі розглянуто підвищення ефективності роботи дизельного двигуна стаціонарної електростанції шляхом його форсування до потужності 160 кВт, що на 9 кВт перевищує потужність двигуна-прототипу. Розрахунки параметрів робочого циклу показали, що поставлене завдання виконано успішно, забезпечивши приріст потужності на 5,8 %.

Форсування двигуна супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі на 6,92 %, що обумовлено зростанням циклової роботи за рахунок підвищення кількості впорскуваного палива та оптимізації умов його згоряння.

Оптимізація параметрів робочого циклу та раціональний вибір вихідних даних забезпечили підвищення енергоефективності: ефективний коефіцієнт корисної дії зріс на 4,9 %, а питома ефективна витрата палива зменшилася на 7,3 % порівняно з базовим варіантом.

Вдосконалена система наддуву та зниження номінальної частоти обертання дозволили зменшити механічні втрати, що призвело до підвищення механічного ККД на 2,6 %.

Рациональне поєднання параметрів робочого циклу дозволило зберегти геометричні характеристики циліндро-поршневої групи, відповідні двигуну-прототипу, забезпечивши збільшення потужності без зміни масо-габаритних показників.

У межах розділу проведено розрахунок індикаторних показників двигуна, побудовано індикаторну діаграму, визначено сили та моменти в кривошипно-шатунному механізмі, а також розраховано складові зовнішнього теплового балансу.

Отримані результати підтверджують ефективність прийнятих інженерних рішень і створюють науково-технічне підґрунтя для подальшої розробки системи наддуву двигуна стаціонарної електростанції.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ НАДДУВУ ДИЗЕЛЯ.

3.1 Опис будови та роботи штатної системи наддуву.

Система наддуву дизельного двигуна виконана за газотурбінним типом із відцентровим турбокомпресором. Її призначення – підвищення маси повітря, що надходить у циліндри двигуна, для забезпечення більш повного згоряння палива, зростання потужності та підвищення ефективності роботи двигуна.

Повітря під дією розрідження, створюваного турбокомпресором, спочатку проходить через систему очищення, яка включає повітряний фільтр. В процесі проходження повітря очищається від пилу та інших забруднень, після чого потрапляє в нагнітальну частину турбокомпресора, звідки під тиском подається безпосередньо в циліндри дизеля. Для контролю за станом фільтруючих елементів та своєчасного проведення технічного обслуговування на впускному тракті встановлений датчик сигналізатора засміченості повітряного фільтра, що дозволяє оцінювати необхідність очищення або заміни фільтруючого елемента.

Турбокомпресор використовує енергію відпрацьованих газів, що виходять із циліндрів двигуна, для стиснення повітря, яке подається в камери згоряння. Конструктивно турбокомпресор виконаний за схемою: радіальна центроспрямна турбіна та одноступінчатий відцентровий компресор при консольному розташуванні коліс відносно опор. Частота обертання валу турбокомпресора, подача та тиск нагнітається повітря залежать від режиму роботи дизеля, що забезпечує адаптивну підтримку оптимальних параметрів наддуву в широкому діапазоні навантажень.

Корпус турбіни виконаний із високоміцного чавуну, проточна частина формує канал для проходу відпрацьованих газів і складається з корпусу та колеса турбіни. Корпус компресора виготовлений з алюмінієвого сплаву; його проточна частина включає корпус та колесо компресора, що забезпечує підвищену міцність при мінімальній масі. Обидва корпуси турбіни та компресора кріпляться до

корпусу підшипників, вилитого з високоміцного чавуну, що забезпечує жорсткість і стабільність конструкції.

Колесо турбіни виготовлено з жароміцного сплаву та приварене до валу, що дозволяє витримувати високі температури відпрацьованих газів та значні динамічні навантаження. Колесо компресора виконане з алюмінієвого сплаву та закріплюється на валу спеціальною гайкою. Вал турбокомпресора обертається в радіальному підшипнику у вигляді плаваючої моновтупки, яка фіксується в корпусі підшипників спеціальним фіксатором. Осьові переміщення валу сприймає упорний підшипник.

Система підшипників турбокомпресора забезпечує одночасне змащення та охолодження маслом, що подається по спеціальному трубопроводу від масляного фільтра двигуна. Для підвищення надійності і довговічності як у радіальному, так і в упорному підшипниках передбачено відцентрове очищення масла. Використане масло зливається назад у картер двигуна.

Для запобігання витoku масла з боку компресора і турбіни застосовані газомасляні ущільнення у вигляді пружинних кілець, встановлених у канавках валу. З боку компресора додатково передбачено масловідбивач для підвищення ефективності ущільнення, а з боку турбіни – екран, що захищає підшипники та корпус від впливу відпрацьованих газів і перегріву.

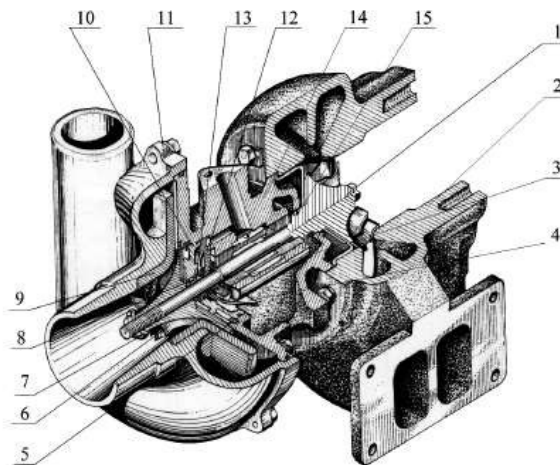


Рис. 3.1 – Турбокомпресор

1 - колесо турбіни з валом; 2 - корпус турбіни; 3 - підшипник; 4 – масловідзеркалювач; 5 - кільце ексцентричне; 6 - колесо компресора; 7 - гайка спеціальна; 8, 15 – ущільнювальні кільця; 9 – дифуз ор; 10 - кришка; 11 - корпус компресора; 12 - упорний підшипник; 13 - втулка розпору; 14 - корпус підшипників.

3.2. Пропозиції щодо удосконалення системи наддуву дизельного двигуна

Сучасні системи наддуву дизельних двигунів, у тому числі двигунів середньої потужності, використовують газотурбінні турбокомпресори, що забезпечують підвищення маси повітря, що надходить у циліндри. Стандартні системи наддуву виконують свої функції переважно механічно та залежно від швидкості обертання колінчастого вала і тиску відпрацьованих газів, без безпосереднього контролю всіх параметрів, що визначають оптимальну роботу двигуна. Такі системи мають ряд обмежень: неможливість оперативної адаптації до змін навантаження, температурних коливань або стану повітряного тракту, відсутність інтегрованого моніторингу параметрів і низька точність регулювання подачі повітря.

В умовах форсованої роботи двигуна, коли потужність перевищує номінальну, ці обмеження стають критичними. Підвищення тиску наддуву, збільшення об'єму поданого повітря та зміна циклової роботи підвищують механічне та термічне навантаження на циліндро-поршкову групу, клапанний механізм і турбокомпресор. Без точного контролю над параметрами наддуву збільшується ризик підвищеного зносу деталей, нестабільності режимів і втрат енергоефективності.

Для усунення цих обмежень запропоновано впровадження системи автоматизованого керування та цифрового моніторингу параметрів наддуву. Основна ідея полягає у встановленні набору сенсорів на ключові точки дизельного двигуна та турбокомпресора, зокрема:

- датчик тиску повітря перед турбокомпресором;
- датчик тиску повітря у впускному колекторі;
- датчик температури повітря на вході турбокомпресора;
- датчик температури на виході з турбокомпресора;
- датчик швидкості обертання ротора турбокомпресора;
- датчик швидкості обертання та положення колінчастого валу;
- датчики навантаження генератора;

Усі дані від сенсорів надходять у єдиний блок збору та обробки інформації (БЗОІ), який виконує роль центральної цифрової платформи. Блок забезпечує безперервне отримання, первинну обробку та фільтрацію сигналів, виявлення аномалій і передавання інформації центральному процесору системи керування.

Принцип роботи автоматизованої системи базується на адаптивному управлінні режимами турбокомпресора. Центральний мікропроцесор аналізує поточні параметри роботи двигуна та навантаження, порівнює їх із оптимальними режимами, закладеними у програмному алгоритмі, і обирає необхідний режим дії. Наприклад, при підвищеному навантаженні мікропроцесор може:

- збільшити обертальний режим турбокомпресора для подачі додаткового повітря;
- адаптувати співвідношення палива та повітря для оптимального згоряння;
- включити додаткові алгоритми охолодження повітря та запобігання перегріву деталей.

Система реалізує цифрове моделювання і прогнозування робочих режимів, дозволяючи запобігати критичним перевантаженням та підвищувати ресурс двигуна. Вона здатна в реальному часі коригувати параметри турбокомпресора залежно від зовнішніх умов (температура та тиск повітря на вході, навантаження на генератор, температура масла та охолоджуючої рідини).

Однією з ключових переваг такої системи є можливість раннього виявлення відхилень у роботі двигуна або турбокомпресора. Наприклад, зниження тиску наддуву або підвищення температури вихідних газів може сигналізувати про засмічення фільтруючого елемента або знос турбінного колеса. Своєчасне коригування режимів дозволяє уникнути аварійних ситуацій і зберегти геометричні параметри циліндро-поршневої групи.

Впровадження цифрової системи керування наддувом дозволяє:

- 1) Підвищити ефективність роботи двигуна – за рахунок оптимізації подачі повітря, зменшення втрат на компресію та покращення повноти згоряння палива.
- 2) Знизити питомі витрати палива – завдяки точному дозуванню повітря та контролю температурного режиму.

3) Збільшити моторесурс – за рахунок зменшення перевантажень і термічного стресу деталей.

4) Покращити екологічні показники – зниження димності відпрацьованих газів і скорочення викидів токсичних компонентів. 5)

Забезпечити автоматичний моніторинг і діагностику – всі параметри доступні оператору в реальному часі, з можливістю віддаленого контролю та формування історії роботи двигуна.

Технічна реалізація системи передбачає використання мікропроцесорного контролера з можливістю програмного налаштування режимів, високоточних сенсорів та інтеграції з існуючими системами управління двигуном. Архітектура дозволяє масштабування та додавання нових алгоритмів для регулювання наддуву або суміжних систем двигуна (мащення, охолодження, впускний тракт).

Таким чином, автоматизована та цифровізована система наддуву забезпечує комплексне підвищення ефективності дизельного двигуна, дозволяє реалізувати форсовані режими роботи без перевантаження механічних і термічних вузлів, підвищує енергоефективність та надійність установки, а також створює основу для впровадження сучасних технологій моніторингу та управління дизельними силовими агрегатами.

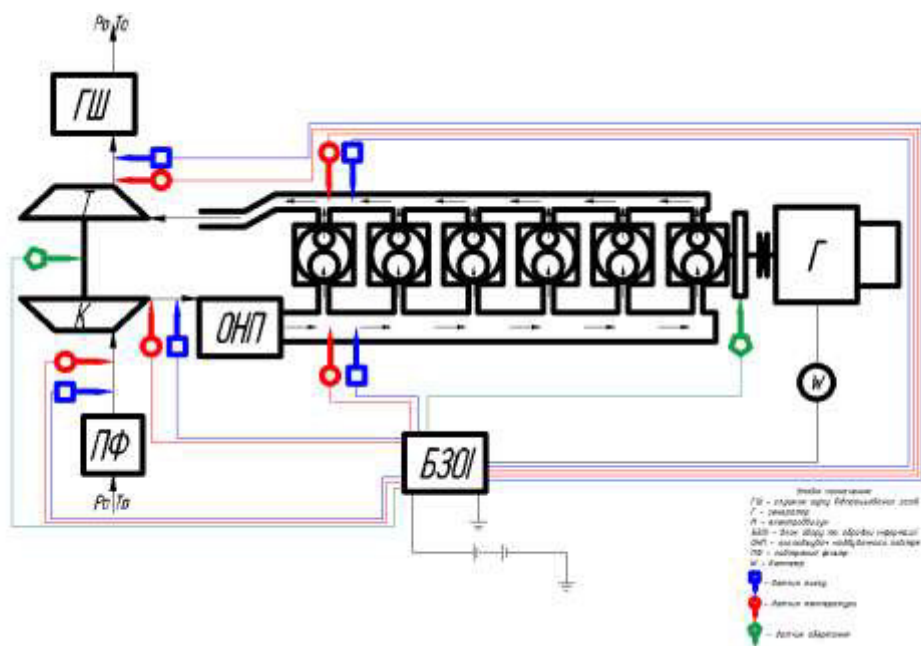


Рис. 3.2 – Схема електронного моніторингу та керування

3.3 Розрахунок параметрів турбокомпресору

3.3.1 Вихідні дані для проектування турбокомпресору.

Двигун для якого проектується турбокомпресор, згідно ДСТУ	6ЧН 11/12,5
Ефективна потужність двигуна, в кВт	$P_e = 165$
Питома ефективна витрата пального, в кг/(кВт год)	$b_e = 0.190$
Тиск повітря після компресору, в кПа	$p_B = 180$
Коефіцієнт надлишку повітря,	$\alpha = 1.80$

Розрахунок допоміжних параметрів.

Густина навколишнього повітря, в кг/м³

$$\rho_0 = \frac{p_0}{T_0 \cdot R_{\Pi}}$$

де $R_{\Pi} = 287.4$ кДж/(кг К) - універсальна газова стала для повітря;

$T_0 = 293$ К - температура навколишнього середовища;

$p_0 = 101.3$ кПа - тиск навколишнього повітря

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^3}{T_0 \cdot R_{\Pi}} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{293 \cdot 287.4} = 1.203$$

1.2.2 Годинна витрата палива двигуном, в кг/год

$$B_{\Gamma} = P_e \cdot b_e = 165 \cdot 0.19 = 31.35$$

Годинна витрата повітря через двигун, в кг/год

$$G_{\Gamma} = \frac{1}{1 - \nu} \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot B_{\Gamma}$$

де $\nu = 0.02$ - коефіцієнт втрат внаслідок витікань продувочного повітря;
приймаємо на основі даних розрахунку робочого циклу двигуна

$l_0 = 14.45$ кг повітря/кг палива - теоретично необхідна кількість повітря
необхідна для згоряння одиниці палива;

$$G_{\Gamma} = \frac{1}{1 - \nu} \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot B_{\Gamma} = \frac{1}{1 - 0.02} \cdot 1.8 \cdot 14.45 \cdot 31.35 = 832.055$$

Секундна витрата повітря через двигун, в кг/с

$$G_s = \frac{G_{\Gamma}}{3600} = \frac{832.055}{3600} = 0.231$$

Секундна витрата повітря через компресор, в кг/с

$$G_K = G_S \cdot \beta_{\text{ВИТ}}$$

де $\beta_{\text{ВИТ}} = 1.015$ - коефіцієнт що враховує втрати повітря через наявні нещільності в компресорі; згідно [3,ст 24] вибирається з діапазону $\beta_{\text{ВИТ}}=(1,01...1,02)$

$$G_K = G_S \cdot \beta_{\text{ВИТ}} = 0.231 \cdot 1.015 = 0.235$$

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_K = \frac{P_B}{P_0 - \Delta p_K}$$

де $\Delta p_K = 4$ кПа - втрати тиску на вході в компресор, головним чином у повітряному фільтрі; згідно [3,ст 24] вибирається з діапазону $\Delta p_K=(2...4)$ кПа

$$\pi_K = \frac{P_B}{P_0 - \Delta p_K} = \frac{180}{101.3 - 4} = 1.85$$

На основі отриманих результатів обираємо з графіку полів подач турбокомпресор, який найбільш задовільняє вимоги по величинам G_K та π_K

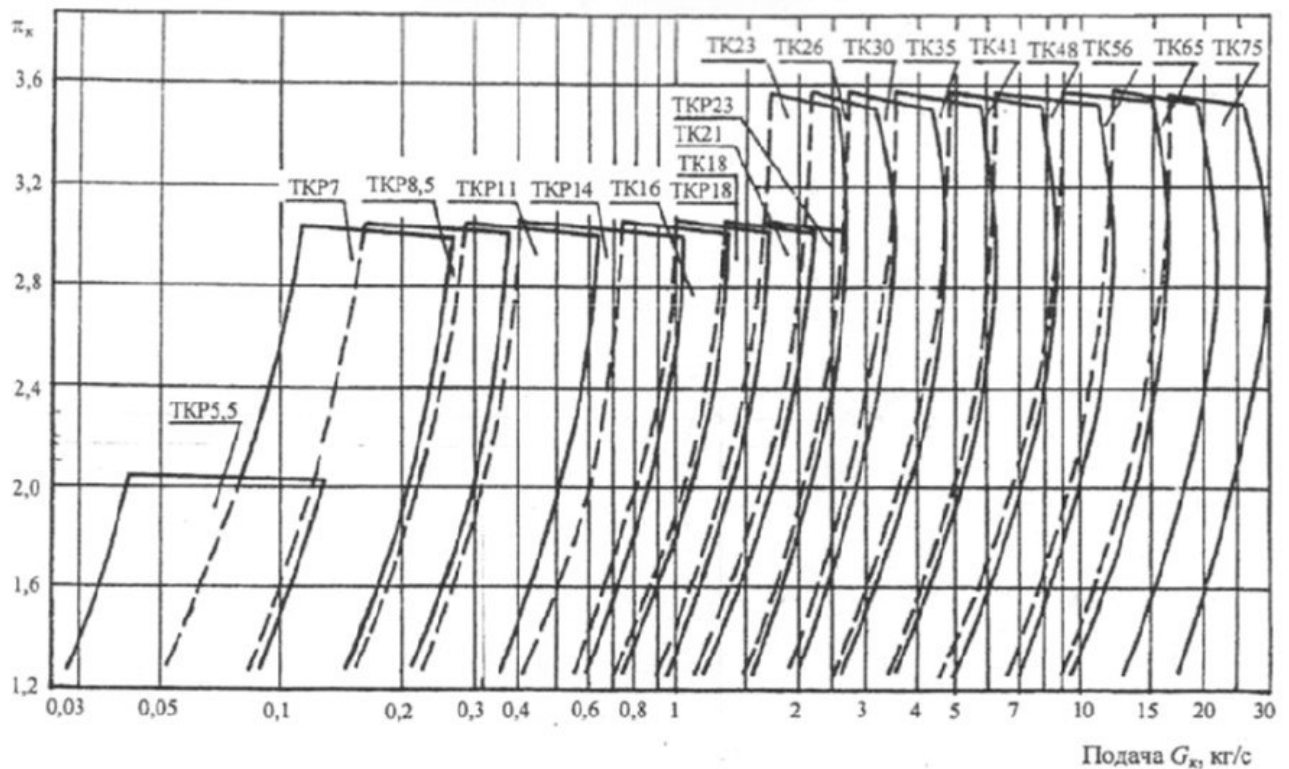


Рисунок 1.1 - Поля подач основних моделей турбокомпресорів

В нашому випадку найбільш оптимальним вибором турбокомпресора згідно графіку представленого на рисунку 1.1 є турбокомпресор моделі ТКР-11

Задамося в першому наближенні величиною температури повітря у на виході з компресору, згідно [3,ст 24] вибирається з діапазону $T'_B = (320...360)$ К

$$T'_B = 361.6$$

Середня теплоємність повітря при сталому об'ємі, кДж/(кмоль К)

$$mC_V = a + b \cdot T$$

де $a = 20.95$

$b = 419 \cdot 10^{-5}$ - емпіричні коефіцієнти;

$$mC_V = a + b \cdot T'_B = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot 361.6 = 22.465$$

Коефіцієнт адіабати стиску в компресорі

$$k_s = 1 + \frac{8.314}{mC_V} = 1 + \frac{8.314}{22.465} = 1.37$$

Температура повітря на виході з компресора, в К

$$T_B = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\frac{k_s - 1}{k_s} \pi_K - 1}{\eta_K} \right)$$

де $\eta_K = 0.74$ - ККД компресора;

$$T_B = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\frac{k_s - 1}{k_s} \pi_K - 1}{\eta_K} \right) = 293 \cdot \left(1 + \frac{\frac{1.37 - 1}{1.37} \cdot 1.85 - 1}{0.74} \right) = 364.575$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає у %:

$$\Delta T_B = \frac{|T_B - T'_B|}{T_B} \cdot 100 = \frac{|364.575 - 361.6|}{364.575} \cdot 100 = 0.816$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta T_B] < 3$ %, тому розрахунок можна продовжити далі.

Перепад між вхідною та вихідною температурою повітря, в К

$$\Delta T = T_B - T_0 = 364.575 - 293 = 71.575$$

Для ефективного наповнення циліндрів, дотримання рівня теплової напруженості деталей ЦПГ, допустимий перепад температур згідно [3,ст 24] не повинен перевищувати $\Delta T = (50...60)$ К.

Висновок: Так як $T > 50$ є потреба в охолоджувачі наддувочного повітря.

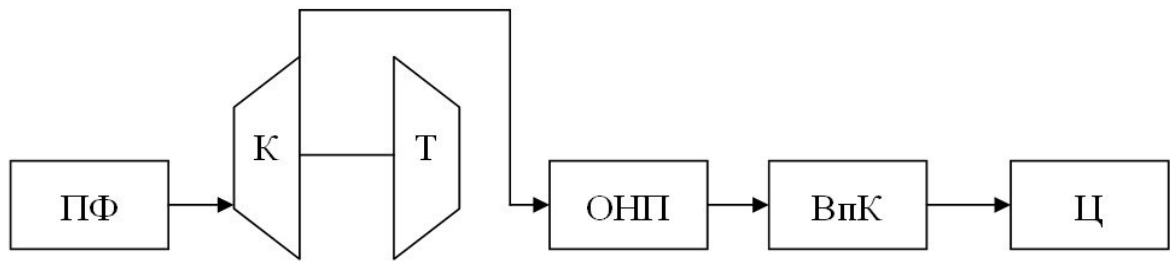


Рис. 3.2 - Пропонована схема системи наддуву;
ПФ - повітряний фільтр; К - компресор; Т - турбіна; ОНП - охолоджувач наддувочного повітря; ВпК - впускний колектор; Ц - циліндр

Густина повітря на виході з компресору, в кг/м³

$$\rho_B = \frac{p_B \cdot 10^3}{T_B \cdot R_{\Pi}} = \frac{180 \cdot 10^3}{364.575 \cdot 287.4} = 1.718$$

Температура повітря у впускному колекторі двигуна, в К

$$T_s = T_B - E_{\text{ОНП}} \cdot \Delta T$$

де $E_{\text{ОНП}} = 0.55$ - коефіцієнт ефективності охолоджувача повітря; згідно [3, ст 24] вибирається з діапазону $E_{\text{ОНП}} = (0.5 \dots 0.6)$

$$T_s = T_B - E_{\text{ОНП}} \cdot \Delta T = 364.6 - 0.6 \cdot 71.6 = 325.2$$

Тиск повітря у впускному колекторі двигуна, в кПа

$$p_s = p_B - \Delta p_{\text{ОНП}}$$

де $\Delta p_{\text{ОНП}} = 3$ кПа - втрати тиску в охолоджувачі наддувочного повітря; згідно [3, ст 24] вибирається з діапазону $\Delta p_{\text{ОНП}} = (2 \dots 4)$ кПа

$$p_s = p_B - \Delta p_{\text{ОНП}} = 180 - 3 = 177$$

Густина повітря у впускному колекторі, в кг/м³

$$\rho_s = \frac{p_s \cdot 10^3}{T_s \cdot R_{\Pi}} = \frac{177 \cdot 10^3}{325.209 \cdot 287.4} = 1.894$$

Відносне збільшення густини повітря в компресорі, у %

$$\Delta \rho_{\text{BO}} = \left(\frac{\rho_B}{\rho_0} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{1.718}{1.203} - 1 \right) \cdot 100 = 42.805$$

Відносна зміна густини повітря на впуску, у %

$$\Delta \rho_{\text{SB}} = \left(\frac{\rho_s}{\rho_B} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{1.894}{1.718} - 1 \right) \cdot 100 = 10.236$$

3.3.2 Розрахунок параметрів компресору.

Вихідні дані для проектування проточної частини компресору

Витрата повітря через компресор (на основі попередніх розрахунків), в кг/с	$G_K = 0.235$
Ступінь підвищення тиску (на основі попередніх розрахунків)	$\pi_K = 1.850$
ККД компресора по ГОСТ 9658-51, згідно [3,ст 24]	$\eta_K = 0.74$
Діаметр колеса на виході, в м	$D_2 = 0.11$
Кількість лопаток колеса, з ряду чисел 12, 14, 16...	$z_K = 12$
Кількість лопаток дифузору, з ряду чисел 13, 17, 19...	$z_D = 13$

Розрахунок параметрів та показників компресору

Приймаємо згідно [3,ст 24] із діапазону значень, попереднє значення показника адіабати для повітря, в компресорі $k_K = (1,39...1,4)$

$$k_{K.пр} = 1.393$$

Температура після компресору при адіабатному стиску

$$T_{K.ад} = T_0 \cdot \pi_K^{\frac{k_{K.пр}-1}{k_{K.пр}}} = 293 \cdot 1.85^{\frac{1.393-1}{1.393}} = 348.53$$

Середня температура в процесі стиску в °С

$$t_{cp} = \frac{1}{2} \cdot (T_0 + T_{K.ад}) - 273 = \frac{1}{2} \cdot (293 + 348.53) - 273 = 47.765$$

Середня теплоємність при сталому об'ємі в кДж/(кмоль °С)

$$\mu C_{V_m} = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot t_{cp} = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot 47.765 = 21.15$$

Уточнене значення показника адіабати

$$k_K = 1 + \frac{8.314}{\mu C_{V_m}} = 1 + \frac{8.314}{21.15} = 1.393$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta k_K = \frac{|k_{K.пр} - k_K|}{k_{K.пр}} \cdot 100 = \frac{|1.393 - 1.393|}{1.393} \cdot 100 = 0.007$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta k_K] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Питома робота, що витрачається на привід компресору, в Дж/кг

$$L_K = \frac{R_{\Pi} \cdot T_0 \cdot k_K}{k_K - 1} \cdot \frac{\left(\pi_K^{\frac{k_K - 1}{k_K}} - 1 \right)}{\eta_K} = \frac{287.4 \cdot 293 \cdot 1.39}{1.39 - 1} \cdot \frac{1.85^{\frac{1.39 - 1}{1.39}} - 1}{0.74} = 76444.64$$

Коефіцієнт циркуляції

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z_K} + \frac{\delta_2}{D_2} + k_{90}$$

де $\delta_2 = 0.0015$ м - товщина лопатей на виході; згідно [3, ст 24] вибирається з діапазону $\delta_2 = (0.001 \dots 0.002)$ м

$k_{90} = 0.020$ - емпіричний коефіцієнт циркуляції; згідно [3, ст 24] вибирається з діапазону $k_{90} = (0.015 \dots 0.030)$

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z_K} + \frac{\delta_2}{D_2} + k_{90} = 1 - \frac{\pi}{12} + \frac{1.5 \times 10^{-3}}{0.11} + 0.02 = 0.772$$

Коефіцієнт роботи

$$\mu_1 = \mu + \alpha_d$$

де $\alpha_d = 0.05$ - коефіцієнт дискового тертя; згідно [3, ст 24] вибирається з діапазону $\alpha_d = (0.04 \dots 0.06)$

$$\mu_1 = \mu + \alpha_d = 0.772 + 0.05 = 0.822$$

Колова швидкість колеса на діаметрі D_2 в м/с

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_K}{\mu_1}} = \sqrt{\frac{7.644 \times 10^4}{0.822}} = 304.987$$

Частота обертання ротора турбокомпресора, в хв^{-1}

$$n_{TK} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2} = \frac{60 \cdot 304.987}{\pi \cdot 0.11} = 52952.854$$

Потужність, що споживається компресором, в кВт

$$P_K = 10^{-3} \cdot G_K \cdot L_K = 10^{-3} \cdot 0.235 \cdot 7.644 \times 10^4 = 17.933$$

3.4 Висновки по розділу

В даному розділі розглянуто та детально проаналізовано будову та принцип роботи системи наддуву дизельного двигуна і можливості її удосконалення шляхом автоматизації та цифровізації. В процесі аналізу визначено, що існуюча система наддуву функціонує на базі традиційного механічного турбокомпресора і не забезпечує інтегрованого контролю основних параметрів наддуву та стану повітряного тракту.

Під час розгляду запропоновано впровадження комплексу датчиків тиску, температури та витрати повітря, а також сенсорів положення заслінок і валу турбокомпресора. Усі дані надходять до центрального блоку збору та обробки інформації, де вони аналізуються мікропроцесором для формування оптимальних алгоритмів роботи наддуву залежно від режиму двигуна.

Запропонована система дозволяє реалізувати автоматичний вибір режимів наддуву та корекцію параметрів роботи турбокомпресора у реальному часі, що підвищує точність подачі повітря, оптимізує співвідношення палива і повітря, зменшує втрати енергії та підвищує ефективність згоряння палива.

Впровадження цифрової системи керування наддувом дозволяє підвищити енергоефективність двигуна, знизити витрату палива, збільшити моторесурс і покращити екологічні показники роботи двигуна. Крім того, система забезпечує безперервний моніторинг і раннє виявлення відхилень у роботі наддуву, що сприяє підвищенню надійності та безпеки експлуатації дизельної установки.

Таким чином, у розділі обґрунтовано доцільність переходу від механічної системи наддуву до автоматизованої цифрової платформи, визначено ключові сенсори та алгоритми керування, а також окреслено очікувані переваги від реалізації запропонованого технічного рішення.

РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища внаслідок експлуатації дизеля.

Під час експлуатації дизельних двигунів у навколишнє середовище виділяється комплекс газових і твердих компонентів, які мають різний ступінь шкідливого впливу на людину та біосферу загалом. За характером дії на організм та екосистеми всі виділені компоненти можна поділити на шість основних груп:

I-а група – речовини, що не мають суттєвого шкідливого впливу на людину та довкілля. До цієї групи належать азот (N_2), кисень (O_2), водень (H_2), водяна пара (H_2O) та вуглекислий газ (CO_2). Незважаючи на те, що CO_2 є парниковим газом, його концентрації при нормальній роботі дизеля не створюють безпосередньої токсичної загрози.

II-а група – окис вуглецю (CO), або чадний газ. CO є високотоксичним для людини газом, який утворюється внаслідок неповного згоряння палива. Він здатний зв'язуватися з гемоглобіном крові, знижуючи транспортування кисню та викликаючи інтоксикацію при тривалому впливі.

III-а група – окисли азоту (NO_x), що включають монооксид азоту (NO) та діоксид азоту (NO_2). Ці сполуки утворюються при високих температурах у циліндрах дизеля. Вони негативно впливають на дихальні шляхи людини, сприяють утворенню смогу та кислотних дощів, а також беруть участь у фотохімічних реакціях у атмосфері.

IV-а група – вуглеводні, які утворюються внаслідок неповного згоряння палива. Основними компонентами є сполуки типу C_nH_m , серед яких алкени, алкадієни, циклани, ароматичні сполуки та окремі канцерогени. Ці речовини здатні накопичуватися у верхніх шарах атмосфери та брати участь у хімічних реакціях з іншими забруднювачами, погіршуючи якість повітря та екологічний стан території.

V-а група – альдегіди та кетони, що утворюються переважно при неповному згорянні дизельного палива. Ці органічні сполуки мають подразливу дію на дихальні шляхи, можуть викликати головний біль, втому і тривалі токсичні ефекти.

VI-а група – тверді частинки (сажу, пил), що утворюються в результаті конденсації неспгорілого палива та продуктів часткового згорання. Сажа містить вуглецеві частинки та ароматичні сполуки, зокрема поліциклічні ароматичні вуглеводні (ПАУ), які є канцерогенними. Викиди сажі мають високий локальний шкідливий ефект, негативно впливають на здоров'я людини та спричиняють осідання твердих частинок у навколишньому середовищі.

Впровадження сучасних систем наддуву та автоматизованого контролю параметрів двигуна, зокрема точного дозування повітря та палива, дозволяє не лише підвищити енергоефективність, але й значно знизити утворення токсичних компонентів і твердих частинок у вихлопі. Це особливо актуально для форсованих двигунів, у яких збільшена потужність підвищує температуру згорання та інтенсивність утворення NO_x і сажі.

4.1.2 Заходи, спрямовані на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище досягається переважно через оптимізацію процесів, що відбуваються в циліндрах двигуна, а також через застосування систем післяочищення відпрацьованих газів. До основних заходів належать наступні:

а) Регулювання кута випередження подачі палива.

Точне регулювання моменту впорскування палива дозволяє забезпечити більш повне згорання та зменшити утворення СО, незгорілих вуглеводнів і сажі. Автоматизовані системи подачі палива, які враховують навантаження, температуру та тиск у циліндрах, забезпечують оптимальний кут подачі на всіх режимах роботи двигуна, що підвищує енергоефективність та екологічну безпеку установки.

б) Удосконалення протікання робочого циклу дизеля.

Оптимізація геометрії камери згоряння, турбонаддуву, фаз газорозподілу та впускного тракту дозволяє підвищити повноту згоряння палива і зменшити утворення токсичних компонентів у вихлопі. Форсування двигуна з урахуванням параметрів роботи турбокомпресора і системи охолодження повітря сприяє зменшенню викидів NO_x та сажі без збільшення механічного навантаження деталей

в) Забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів (EGR). Рециркуляція частини відпрацьованих газів у впускний тракт знижує температуру згоряння та обмежує утворення оксидів азоту (NO_x). Комбінування EGR з автоматизованим контролем наддуву дозволяє підтримувати оптимальні параметри подачі повітря та газів, забезпечуючи стабільну роботу двигуна та зниження шкідливих викидів без втрати потужності.

г) Використання високоякісного палива та присадок.

Застосування дизельного палива з низьким вмістом сірки та високими антиокисними властивостями, а також спеціальних присадок для покращення згоряння, зменшує утворення сажі, альдегідів і токсичних органічних сполук. Це дозволяє досягти високих екологічних стандартів без необхідності суттєвих конструктивних змін двигуна.

д) Нейтралізація відпрацьованих газів.

Впровадження систем післяочищення, таких як каталізатори окислення, сажові фільтри (DPF) та селективне каталітичне відновлення (SCR), дозволяє значно зменшити викиди CO , NO_x та твердих частинок. У поєднанні з автоматизованим моніторингом наддуву та параметрів робочого циклу двигуна ці технології забезпечують комплексне зниження шкідливого впливу дизельної установки на навколишнє середовище.

Впровадження цифрових систем контролю дозволяє вести постійний моніторинг екологічних параметрів: контроль температури та тиску повітря, складу вихлопних газів, кількості сажі, ефективності EGR та роботи після очищення. Це створює можливість оперативного коригування режимів роботи двигуна для забезпечення мінімальних викидів шкідливих компонентів незалежно від навантаження та режиму роботи.

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 165$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.190$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.80$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.45$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.19 \cdot 165 \cdot 1.8 \cdot 14.45 = 815.414$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{815.414}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.8 \cdot 14.45} \right) = 0.235$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}}$$

де $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$ кг/м³ - густина відпрацьованих газів;

$T_{\text{вг}} = 750$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{750}{273}} = 0.35$$

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м³/с

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.235}{0.35} = 0.673$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Питомий викид чадного газу на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год),

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.19 \cdot 22.6 = 4.294$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.294 \cdot 165}{3600} = 0.197$$

Питомий викид окислів азоту, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.19 \cdot 40.9 = 7.771$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{7.771 \cdot 165}{3600} = 0.356$$

Питомий викид вугдеводнів, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.19 \cdot 10.5 = 1.995$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.995 \cdot 165}{3.6 \times 10^3} = 0.091$$

Питомий викид двоокису сірки, на номінальному режимі роботи,
в г/(кВт год)

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.19 \cdot 5.6 = 1.064$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.064 \cdot 165}{3.6 \times 10^3} = 0.049$$

Питомий викид сажі, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.19 \cdot 7.6 = 1.444$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.444 \cdot 165}{3.6 \times 10^3} = 0.066$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.197 \\ 0.356 \\ 0.091 \\ 0.049 \\ 0.066 \end{pmatrix} = 0.759$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, в долях та %
- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.197}{0.759} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.356}{0.759} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.091}{0.759} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.066}{0.759} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.049}{0.759} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

$$\Sigma m_{T.K} = \sum \begin{pmatrix} \delta m_{CO} \\ \delta m_{NOx} \\ \delta m_{CH} \\ \delta m_C \\ \delta m_{SO2} \end{pmatrix} \cdot 100 = \sum \begin{pmatrix} 0.259 \\ 0.469 \\ 0.12 \\ 0.087 \\ 0.064 \end{pmatrix} \cdot 100 = 100$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля.

Під час роботи дизельного двигуна, а також систем і механізмів, що його обслуговують, на персонал впливають численні виробничі фактори, які можуть становити небезпеку для життя та здоров'я. Основні з них наведені нижче:

1) Пари палива та мастила.

Пари дизельного палива і моторного мастила потрапляють у дихальні шляхи людини і мають подразнювальну дію. Тривалий контакт з такими парами може призвести до розвитку хронічних захворювань дихальної системи, порушень роботи нервової системи та шкіри. Особливо небезпечним є вдихання концентрованих парів у замкнених приміщеннях без належної вентиляції.

2) Пожежна безпека.

Основними причинами виникнення пожеж під час роботи з дизельними установками є:

- несправні електроприлади;
- самозаймання промасленого дроття;
- дефекти запірної арматури;
- знос і корозія елементів паливної апаратури;
- використання відкритого вогню та недотримання правил пожежної безпеки.

Крім того, високі температури відкритих поверхонь двигуна можуть спричинити опіки у персоналу. Для запобігання таких ризиків необхідно дотримуватися правил пожежної безпеки та використовувати індивідуальні засоби захисту.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку для персоналу при обслуговуванні дизельної установки становить електричний струм, що живить основне або допоміжне обладнання. Контакт з оголеними проводами або несправними електроприладами може

призвести до ураження електричним струмом. Уникнути цього допомагає правильна ізоляція кабелів, регулярний контроль електропроводки та використання засобів індивідуального захисту.

4) Якість освітлення.

Недостатнє або нерівномірне освітлення робочого місця ускладнює виконання операцій з обслуговування двигуна, що може призвести до помилок або травм. Якісне освітлення забезпечує безпечну роботу персоналу, підвищує ефективність і точність технічного обслуговування.

5) Ефективність системи вентиляції.

Порушення герметичності з'єднань деталей двигуна або недостатня вентиляція приміщень моторного відділення призводять до накопичення токсичних газів і випарів палива. Недостатня вентиляція підвищує ризик інтоксикації, подразнення очей і дихальних шляхів, а також сприяє накопиченню небезпечних концентрацій вуглекислого газу та чадного газу.

6) Шум та вібрація.

Високий рівень шуму в моторному відділенні значно погіршує продуктивність праці та впливає на слуховий апарат. Тривалий вплив інтенсивного шуму призводить до втоми, зниження концентрації уваги та розвитку професійних захворювань.

Вібрація, що виникає через динамічну невідновленість мас двигуна та його елементів, впливає на опорно-руховий апарат, судини та кровообіг. Тривале перебування в зоні високих вібрацій може спричинити спазми судин, порушення кровообігу, а також передчасний знос опорно-рухової системи.

Таким чином, під час обслуговування дизельних двигунів необхідно враховувати комплекс небезпечних і шкідливих виробничих факторів та застосовувати комплекс заходів безпеки:

- а) системи вентиляції, освітлення;
- б) індивідуальні засоби захисту;
- в) дотримання правил пожежної безпеки;
- г) контроль електропристроїв.

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Так допустимі величини звукових коливань в залежності від частоти їх коливань, що випромінює джерело шуму наведені в таблиці.

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_n = (54 + a + b)$$

де $n_H = 2000 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 165 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(2 \times 10^3 + 165^{0.55}) = 33.046$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{2 \times 10^3}{2 \times 10^3}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 33.046 + 0 = 87.046$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище. Її негативний вплив відчувають на собі будівлі та споруди, комунікації та сполучення та інші об'єкти. Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right)$$

де $m = 850$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{2 \times 10^3}{60} = 33.333 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 2 \times 10^3 \cdot 165^{0.55} \cdot \frac{1 + 165}{850} = 6.476 \times 10^3$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{2 \times 10^3}{2 \times 10^3} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{2 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{850}{165} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{6.476 \times 10^3}{1} + 0 \right) = 82.113$$

4.3 Висновки по розділу.

У даному розділі проаналізовано вплив дизельного двигуна стаціонарної електростанції на навколишнє середовище та визначено основні шкідливі та небезпечні виробничі фактори, що впливають на персонал під час експлуатації та обслуговування установки.

Розглянуто складові вихлопних газів та тверді частки, що утворюються під час роботи дизеля, і класифіковано їх за ступенем небезпеки для людини та екосистеми. Визначено шість основних груп компонентів: від нешкідливих газів (N_2 , O_2 , H_2 , H_2O , CO_2) до токсичних і канцерогенних сполук (CO , NO_x , вуглеводні, альдегіди та сажа).

Проаналізовано сучасні методи зменшення шкідливого впливу двигуна на довкілля, зокрема: регулювання кута випередження подачі палива, оптимізацію робочого циклу, рециркуляцію відпрацьованих газів (EGR), використання високоякісного палива та присадок, а також нейтралізацію відпрацьованих газів через системи післяочищення. Встановлено, що інтеграція цих заходів з автоматизованим і цифровим керуванням наддувом значно підвищує ефективність зниження токсичних викидів і дозволяє підтримувати екологічні стандарти навіть при форсованих режимах роботи двигуна.

Окремо проведено аналіз небезпечних факторів для персоналу при обслуговуванні дизельної установки: пари палива та мастила, пожежна небезпека, електронебезпека, недостатнє освітлення та вентиляція, а також шум та вібрація. Виявлено, що ці фактори можуть призводити до хронічних захворювань, травматизму, інтоксикацій та зниження продуктивності праці.

Таким чином, у розділі обґрунтовано комплексний підхід до забезпечення екологічної та виробничої безпеки при експлуатації дизельних двигунів стаціонарних електростанцій.

ВИСНОВКИ

В даній роботі вирішено завдання щодо підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції потужністю 165 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 11/12,5, за рахунок удосконалення системи наддуву.

Відповідно до поставлених завдань було виконано наступне:

У першому розділі описано об'єкт застосування спроектованого двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Проаналізовано особливості експлуатації установки, її призначення та функціональні завдання. Детально розглянуто будову двигуна-прототипу, принципи роботи та призначення основних систем, механізмів і вузлів.

У другому розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу спроектованого двигуна, побудовано індикаторну діаграму та визначено сили і моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі. Розраховано складові зовнішнього теплового балансу.

У третьому розділі розглянуто та проаналізовано систему наддуву та автоматизації роботи дизельного двигуна. Виявлено, що штатна система контролю параметрів є застарілою та не забезпечує достатньої точності вимірювань. Запропоновано встановлення датчиків тиску, температури та інших параметрів з підключенням до єдиного блоку збору і обробки інформації. Центральний мікропроцесор забезпечує вибір і запуск оптимального алгоритму роботи наддуву в залежності від режиму експлуатації.

У четвертому розділі проведено аналіз впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище. Визначено склад вихлопних газів та кількісні показники токсичних компонентів. Розглянуто шкідливий вплив шуму та вібрації на персонал і запропоновано заходи щодо їх зниження, включаючи антивібраційні опори, шумоізоляцію, систему вентиляції та контроль параметрів робочого циклу.

Графічна частина роботи містить технічні рішення щодо модернізації системи наддуву, автоматизації і цифрового контролю параметрів роботи двигуна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.
2. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждабаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.
3. Дідур В.А., Журавель Д.П., Палішкін М.А., Міщенко А.В., Борхаленко Ю.О. Гідравліка. Підручник. - 2015. – 546 с.; 264 іл.
- 4.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. Proceedings of 27th International Scientific Conference Transport Means, 2023: - Palanqa, Lithuania, 2023 – Part, 985p., pp. 921-927, ISSN 1822-296 X (print) ISSN 2351-7034 (online)
5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
6. Пожарова О. В. Охорона праці : навчальний посібник / О. В. Пожарова. - Одеса, 2022. - 86 с.
7. Система стандартів безпеки праці