

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 180 кВт, за рахунок удосконалення конструкції нагнітача. Прототип 6ЧН 11/12.5

Виконав: студент групи 44-ЕМ-23

(підпис) **Смелянець К.О.**

Керівник роботи:

старший викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)

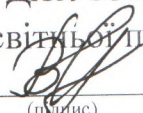
(підпис) **Швець І.А.**

Первомайськ - 2025 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
« ____ » _____ 2025 р.

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

Студенту Смелянцю Кирилу Олександровичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 180 кВт, за рахунок удосконалення конструкції нагнітача. Прототип 6ЧН 11/12.5».

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.25 за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 12.05.25 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 11/12.5, номінальною потужністю 114 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 конструкції нагнітача.

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 наддуву (ПС) 4. Турбокомпресор з електроприводом (СК).

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «10» лютого 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітки
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	10.02.2025	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	24.02.2025	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	10.03.2025	
4.	Вдосконалення конструкції нагнітача	14.03.25	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	31.03.2025	
6.	Робота з габаритним кресленням об'єкту встановлення двигуна	11.04.25	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	14.04.2025	
8.	Робота з кресленням системи наддуву	25.04.25	
9.	Робота з кресленням нагнітача	28.04.2025	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	9.05.25	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2025	

Студент


(підпис)

Смелянecь К.О.

Керівник роботи


(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 180 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 11/12.5 за рахунок удосконалення конструкції нагнітача.

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

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

Описано умови роботи двигуна з урахуванням газотурбінного наддуву враховуючи наявність теплових та механічних навантажень. Проаналізовано існуючі схеми систем та агрегатів наддуву, зазначено їх переваги та недоліки. Запропоновано схему наддуву з електричним приводом. Розраховано конструктивні параметри проточної частини компресора а також термодинамічні параметри робочого тіла.

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

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, параметри робочого циклу, газотурбінний наддув, нагнітач, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the efficiency of a diesel engine for a 180 kW stationary power plant, designed on the basis of the 6CHN 11/12.5 prototype engine by improving the design of the supercharger.

The object of engine installation is described, which is a stationary diesel generator power plant intended for local consumer needs. The design and operation features of the prototype engine are considered and described.

The engine operating cycle parameters are calculated, based on the results of which theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The values of the forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and the components of the external heat balance are determined.

The conditions of engine operation with gas turbine supercharging are described, taking into account the presence of thermal and mechanical loads. The existing schemes of supercharging systems and units are analyzed, their advantages and disadvantages are noted. An electrically driven supercharging scheme is proposed. The design parameters of the compressor flow parts and the thermodynamic parameters of the working fluid are calculated.

The problems regarding the harmful effects of the designed engine on the environment during operation are described. Quantitative indicators of emissions of toxic components of the designed engine are determined. The main hazards that arise during the repair and operation of the engine are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: stationary power plant, diesel engine, operating cycle parameters, gas turbine supercharging, supercharger, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу	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	57
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ НАГНІТАЧА	59
3.1. Опис будови та принцип роботи газотурбінного агрегату наддуву	59
3.2. Вдосконалення конструкції шатуна	64
3.3 Висновки по розділу	90
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	91
4.1. Загальні положення	91
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	95
4.3 Висновки по розділу	98

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.25.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		<i>Сме-ляне-ць</i>			<i>Пояснювальна записка</i>		
Пе-ре-ві-рив		<i>Шве-ць І.А.</i>					
Н. Контр.		<i>Шве-ць І.А.</i>					
Затве-рдив.		<i>Не-сте-ре-нко</i>					
						Лист.	Аркуш
							6
						<i>ПННІ НУК</i>	

ВИСНОВКИ	99
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	100
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація електростанція	
Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 11/12,5	
Додаток 3 Специфікація електронагнітач	

					ПННІ НУК 142.44.25.25.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

ВСТУП

Прогнози фахівців кажуть про те, що поршневі двигуни внутрішнього згоряння на найближчий період часу залишаться основними енергетичними установками для установок різного призначення. У переважній більшості це дизельні двигуни оскільки вони мають можливість працювати з високим ступенем стиснення, їх показники економічності вище, ніж у двигунів з іскровим запалюванням.

У сучасному двигунобудуванні особливу увагу приділяють підвищенню ефективності роботи двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Одним із перспективних рішень для покращення їхніх характеристик є використання електронагнітачів. Вони дозволяють збільшити потужність та крутний момент двигуна, покращуючи його динамічні характеристики без значного підвищення витрати пального та викидів шкідливих речовин.

Електронагнітач - це пристрій, який працює незалежно від обертів двигуна, на відміну від традиційних механічних чи турбонагнітачів. Він використовує електродвигун для стиснення повітря, що подається у впускний колектор, що дає змогу досягти миттєвого збільшення тиску наддуву. Це важливо для дизельних двигунів, оскільки забезпечує швидке реагування на зміну навантаження.

Основною перевагою електронагнітачів є їхня енергоефективність та здатність працювати незалежно від газових потоків двигуна, що забезпечує рівномірний розподіл тиску та знижує турбояму. Вони також дозволяють зменшити експлуатаційні витрати та продовжити термін служби двигуна.

Пошук рішення щодо вирішення вищезазначених проблем покращення ефективності енергоустановки, за рахунок використання нагнітача з електричним приводом забезпечує **актуальність даної роботи**.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо покращення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції потужністю 180 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ЧН 11/12,5, за рахунок вдосконалення конструкції нагнітача.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.25.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення установки;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати та описати умови роботи дизельного двигуна з наддувом з урахуванням теплових та механічних навантажень. Розглянути різні конструктивні варіанти виконання нагнітачів та схем наддуву, та виявити їх переваги та недоліки. Запропонувати нове конструктивне рішення щодо нагнітача з електричним приводом. Визначити геометричні параметри проточної частини компресора та параметри робочого тіла.;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна, та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси, що відбуваються в проточній частині агрегату наддуву дизельного двигуна, та їх впливу на ефективність роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з підвищенням ефективності роботи дизельного двигуна за рахунок вдосконалення конструкції нагнітача.

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.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.25.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

Двигун-генератори призначені для вироблення електричної і теплової енергії у складі електричних станцій стаціонарного або контейнерного виконання. Двигун-генератори можуть працювати автономно або в паралель із загальною промисловою мережею, між собою або з іншими однотипними двигун-генераторами.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики

Найменування параметра	Значення
Струм , В	400
Модель двигуна	ММЗ Д-260.1
Частота обертання валу двигуна , об/хв	2000
Витрата палива при 100% навантаженні, л/год	19,2
Базова модель генератора	Marathon Electric 362CSL1604
Вид струму	змінний, трифазний
Частота струму, Гц	50
Номінальний коефіцієнт струму	0,8
Номінальний струм, А	108
Заправні ємкості, л: - паливний бак, л - система охолодження - система змащування	150 19 12
Мінімальна температура запуску, °С	-44*
Габарити (ДхШхВ), мм	1980 x 960 x 2175
Вага, кг	1000
Ресурс до капітального ремонту, м.ч.	8 000

Примітка: В таблиці вказана базова модель синхронного генератора, можливе виготовлення дизельної електростанції ПСМАД-60 з синхронними генераторами Leroy, Somer, Marelli Motori, Mecc Alte, БГ;

Дизельні генератори (електростанції) серії ПСМ використовуються в якості незалежних джерел електроживлення там, де немає можливості підключитися до центрального енергопостачання, і є надійною альтернативою при аваріях магістральних мереж і незапланованих відключеннях електроенергії.

Дизель-електростанції ПСМ випускаються на базі мінського двигуна ММЗ Д-260. Це шестициліндровий двигун, забезпечений рідинним охолодженням, турбонаддувом, ОНП, а також механічним регулятором частоти обертання. В якості додаткової опції компанія ПСМ пропонує оснастити дизель-генератори електронним регулятором частоти обертання двигуна.

Він забезпечує автоматичне регулювання частоти обертання, що дозволяє підвищити економічність витрати палива, збільшити моторесурс двигуна і рівень надійності в аварійних ситуаціях, знизити димність відпрацьованих газів, і, що особливо важливо, підвищити якість вироблюваної електроенергії.

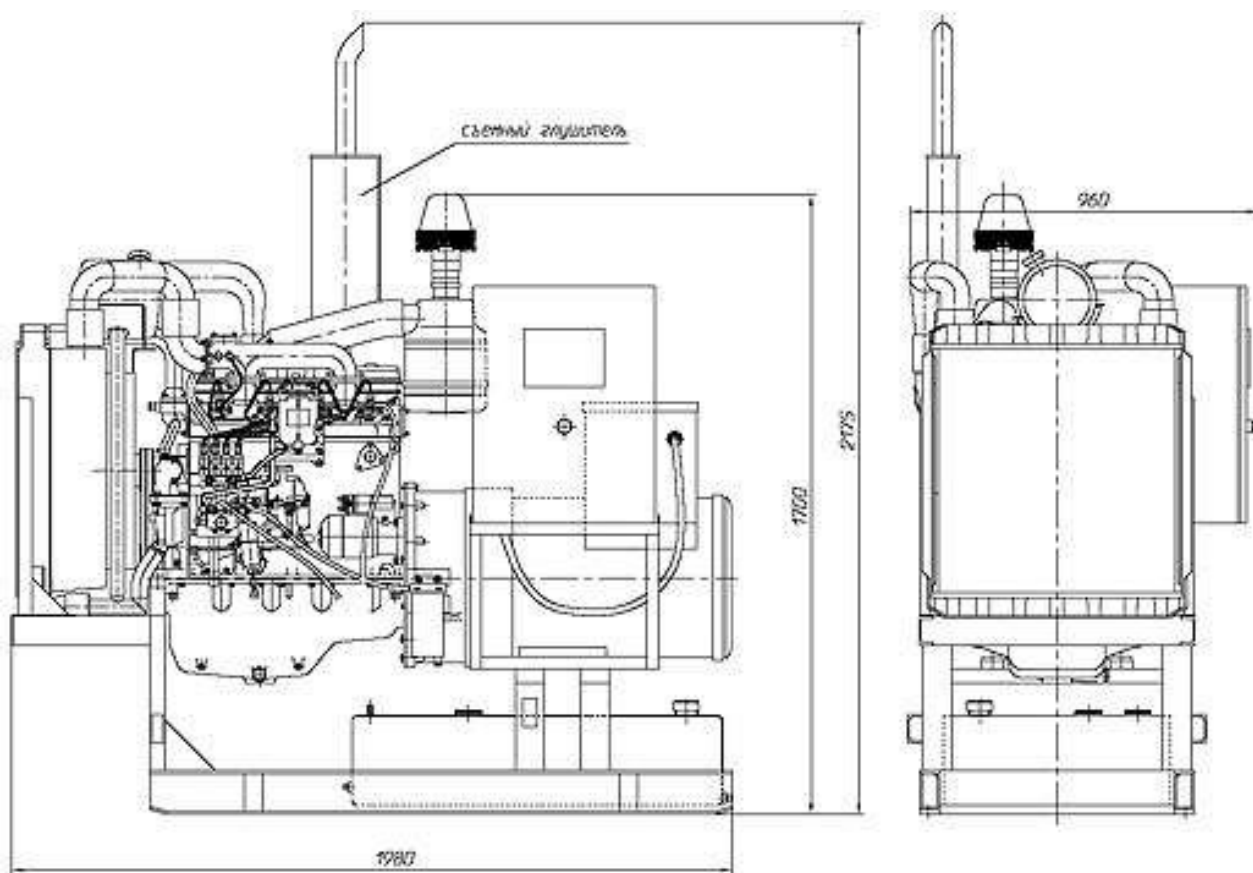


Рис. 1.1 – Електростанція типу ПСМ на базі Д-260

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу



Рис. 1.2 – Загальний вигляд Д-260

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.

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 установи в зборі з кришками. Мінати кришки місцями не допускається. Блок циліндрів має поздовжній масляний канал,

					ПННІ НУК 142.44.25.25.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

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 кожен 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.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.25.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Осьове зусилля колінчастого валу сприймається чотирма біметалічними сталевими 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, шестеренного насоса, водяного насоса і пневмокомпресору, компресора кондиціонера. Для зниження рівня крутильних коливань колінчастого валу на маточині шків 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.25.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

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 колінчатого 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 сталевого прута. 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, прикріплені 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.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.25.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

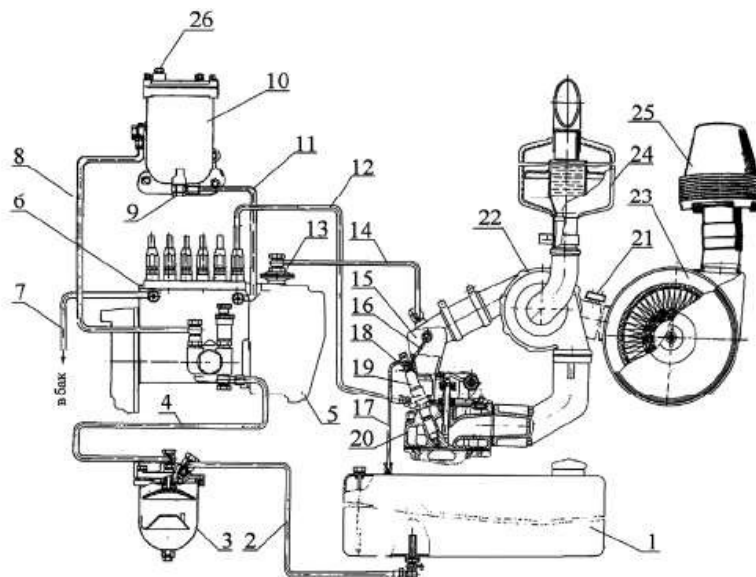


Рис. 1.3 – Схема системи живлення дизеля Д-260

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 пневмокоректору; 15 - впускний колектор; 16 - трубка підведення дренажного палива у впускний колектор; 17 - трубопровід від форсунок в бак; 18 - паливо 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 важіль управління, з упором максимального і мінімального холостого ходу та важіль зупинки, що відключає подачу палива в крайньому положенні.

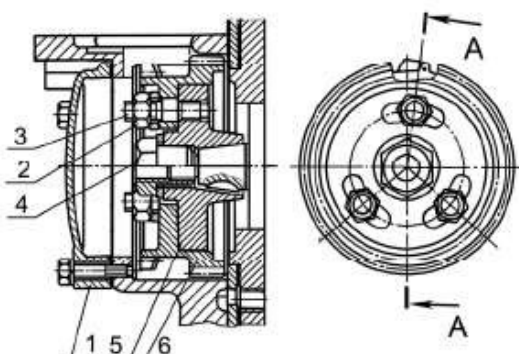


Рис. 1.4 – Привід насоса паливного

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.

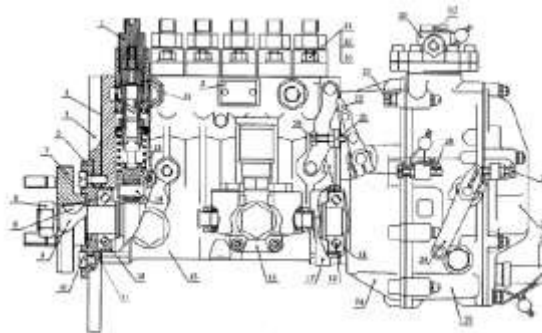


Рис. 1.5 - Паливний насос високого тиску

1 - секція паливного насоса; 2 - табличка; 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.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.25.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

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.

Повітря під дією розрідження, створюваного турбокомпресором дизеля, проходячи через очисник повітря, очищається від пилу і надходить в нагнітальну частину турбокомпресора, звідки під тиском подається в циліндри дизеля. Для контролю за ступенем засміченості фільтр-патронів і визначення необхідності проведення технічного обслуговування повітроочисника на впускному тракті дизеля встановлений датчик сигналізатора засміченості повітряного фільтра.

На дизелі встановлений турбокомпресор, що використовує енергію відпрацьованих газів для наддуву повітря в циліндри дизеля. Турбокомпресор, виконаний за схемою: радіальна центроспрямна турбіна і відцентровий одноступінчатий компресор при консольному розташуванні коліс щодо опор. Частота обертання валу турбокомпресора, подача і тиск нагнітається повітря залежать від режиму роботи дизеля.

Корпус турбіни турбокомпресора відлитий з високоміцного чавуну. Проточна частина турбіни для проходу відпрацьованих газів утворена корпусом і

					ПННІ НУК 14.2.44.25.25.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

колесом турбіни. Корпус компресора відлитий з алюмінієвого сплаву, його проточна частина утворена корпусом і колесом компресора. Корпуси турбіни і компресора кріпляться до корпусу підшипників, вилитому з високоміцного чавуну.

Колесо турбіни відлите з жароміцного сплаву і приварено до валу. Колесо компресора відлите з алюмінієвого сплаву і кріпиться на валу спеціальною гайкою. Вал обертається в радіальному підшипнику, виконаному у вигляді плаваючої моноштулки. Моноштулка фіксується в корпусі підшипників фіксатором. Осьове переміщення валу сприймає підшипник. Підшипники турбокомпресора змазуються і охолоджуються маслом, що потрапляє по трубопроводу від масляного фільтра. Як в радіальному, так і в упорному підшипниках додатково здійснюється відцентрове очищення масла. З турбокомпресора масло зливається в картер дизеля. З боку компресора і турбіни встановлені газомасляні ущільнення, в якості яких використовуються пружинні кільця ущільнювачів, встановлені в канавках валу. З боку компресора для підвищення ефективності встановлено масловідбивач, а з боку турбіни - екран.

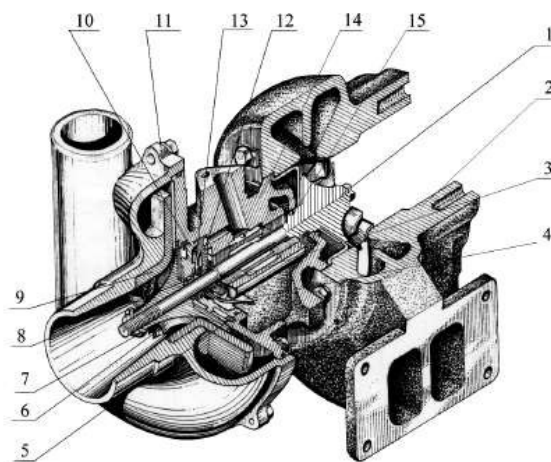


Рис. 1.6 – Турбокомпресор

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.

Система охолодження закритого типу, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини від відцентрового насоса. Водяний насос приводиться в обертання клиновим ременем від шківа 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 шківа. На комбайнових модифікаціях дизелів Д-260 водяний насос встановлюється без вентилятора, так як подача повітря для охолодження радіатора здійснюється вентилятором, встановленим на комбайні.

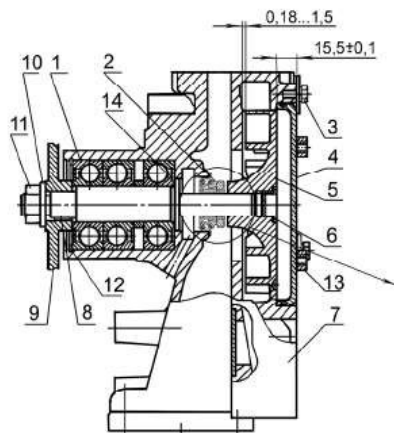


Рис. 1.7 - Водяний насос

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).

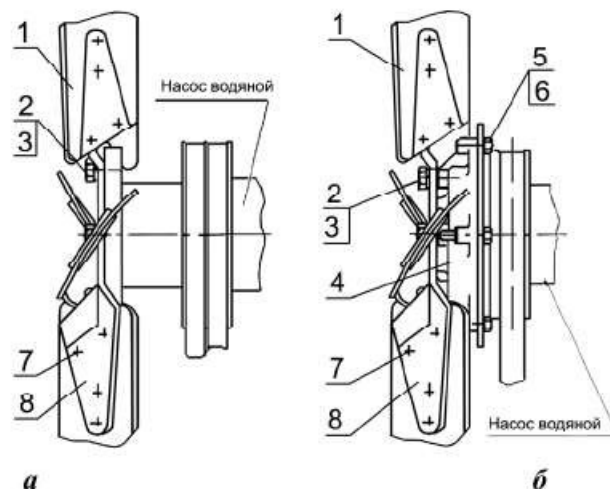


Рис. 1.8 – Установка вентилятора

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

					ПННІ НУК 142.44.25.25.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		20

На деяких модифікаціях дизелів замість сталевого 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, односекційний, 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.

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

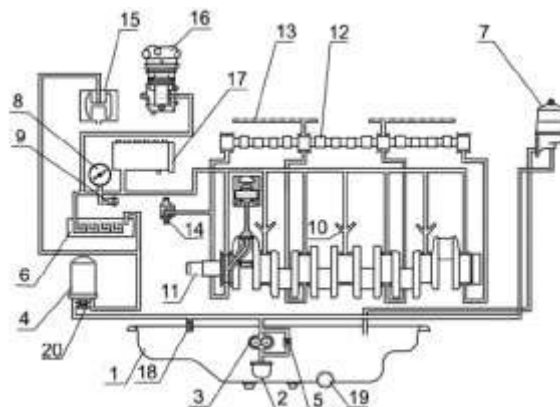


Рис. 1.9 – Схема системи змащення

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.

У корпусі фільтра вбудований запобіжний нерегульований клапан. Він призначений для підтримки тиску масла в головній масляній магістралі.

З агрегатів електроустаткування на дизелі встановлюється генератор. 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 шківів колінчастого валу. Передавальне відношення приводу генератора - 2,18. Пусковий пристрій дизеля складається з електричного стартера. Стартер являє собою електродвигун постійного струму з електромагнітним реле і механізмом приводу.

Для приводу пневматичних гальм причепа і накачування шин дизелі, обладнані поршневим одноциліндровим одноступінчастим компресором. Компресор встановлюється на фланці кришки розподілу, привід його здійснюється від шестерні приводу компресора і паливного насоса. Охолодження компресора - повітряне.

Прилади для контролю за роботою дизеля розташовуються на щитку приладів.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна електростанція. Описано особливості роботи електростанції та зазначено її технічні характеристики.

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи роботи та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Розглянуто роботу його систем, агрегатів та механізмів. Оцінено технічні показники двигуна-прототипу та потенційні можливості щодо покращення показників надійності та довговічності установки на різних режимах роботи за рахунок внесення конструктивних змін.

					ПННІ НУК 142.44.25.25.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 180$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 2100$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 17$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.7$
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	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 195$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 800$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.5$
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 $\Delta T_{int} = 50$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 363.5 - 50 = 313.5$$

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

$$\gamma_r = \frac{T_B - \Delta T_{int}}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{363.49 - 50}{800} \cdot \frac{195}{17 \cdot 171 - 195} = 0.03$$

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

$$T_d = \frac{T_B - \Delta T_{int} + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{363.49 - 50 + 0.03 \cdot 800}{1 + 0.03} = 326.82$$

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

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{171}{180} \cdot \frac{313.489}{326.821 \cdot (1 + 0.028)} = 0.942$$

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;

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{177 \cdot 10^3}{287 \cdot 313.489} = 1.967$$

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

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.967 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.763$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.373$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 171 \cdot 17^{1.373} = 8363.778$$

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

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 326.82 \cdot 17^{1.37 - 1} = 940.3$$

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

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 940.303 = 22.361$$

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.7 \cdot 0.495 = 0.841$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.7 - 1) \cdot 0.495 = 0.073$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.7 \cdot 0.495 = 0.664$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.073 \\ 0.664 \end{pmatrix} = 0.874$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.874}{0.841} = 1.039$$

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

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.039 + 0.028}{1.000 + 0.028} = 1.038$$

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.874} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.073 \cdot 23.3 \\ 0.664 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.389$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.8735} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0727 \cdot 0.0015 \\ 0.6642 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.389 + 8.314 = 31.703$$

$$b' = b = 0.00184$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 8363.778 = 12545.666$$

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:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00184 \cdot 1.03796 = 0.00191$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.703 \cdot 1.038 = 32.907$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.841 \cdot (1 + 0.028)} = 4.174 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.361 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 940.303 = 3.275 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 41740.074 + 32752.171 = 74492.246$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.907^2 + 4 \cdot 1.907 \times 10^{-3} \cdot 7.449 \times 10^4 = 1.651 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.907 + \sqrt{1651.178}}{2 \cdot 0.002} = 2025.864$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.038 \cdot 2.026 \times 10^3}{1.5 \cdot 940.303} = 1.491$$

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

$$\Delta\rho = \frac{\rho}{\varepsilon} = \frac{1.491}{17} = 0.088 \quad \text{або у \%} \quad \Delta\rho \cdot 100 = 8.77$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.491} = 11.403$$

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

$$n_2 = 1.222$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{12545.666}{11.403^{1.222}} = 640.942$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2025.864}{11.403^{1.222-1}} = 1180.191$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1180.191}{\sqrt[3]{\frac{640.942}{195}}} = 793.763$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|800 - 793.763|}{800} \cdot 100 = 0.78 \quad \%$$

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

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.491 - 1) = 0.736$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.5 \cdot 1.491}{1.222 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11.403^{1.222 - 1}} \right) = 4.205$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.373 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1.373 - 1}} \right) = 1.749$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{8363.778}{17 - 1} \cdot [0.736 + (4.205 - 1.749)] = 1668.616$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1668.616 = 1635.244$$

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

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{1.7 \cdot 14.317 \cdot 1635.244}{0.942 \cdot 42447.806 \cdot 1.967} = 0.506$$

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

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.125 \cdot 2100}{30} = 8.75 \text{ м/с} - \text{середня швидкість поршня;}$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 8.75 = 191.25$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1635.244 - 191.25 = 1443.994$$

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

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1443.994}{1635.244} = 0.883$$

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.506 \cdot 0.883 = 0.447$$

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 $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.447 \cdot 42447.806} = 0.19$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,165...0,215) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.19 \cdot 180 = 34.157$$

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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{180 \cdot 10^3}{1443.994 \cdot 2100} = 7.123$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{7.123}{6} = 1.187$$

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

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

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.187}{\pi \cdot 1.136}} = 109.977$$

$$\text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.11$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.136 \cdot 109.977 = 124.974$$

$$\text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.125$$

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

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \pi \cdot 10^3} = \frac{1443.994 \cdot 7.127 \cdot 2100}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 180.111$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{180.111 + 180}{2} = 180.055$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|180.111 - 180|}{180.055} \cdot 100 = 0.062 \text{ \%,}$$

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

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{1.188 \times 10^{-3}}{17 - 1} = 7.424 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 1.188 \times 10^{-3} + 7.424 \times 10^{-5} = 1.262 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 7.424 \times 10^{-5} \cdot 1.491 = 1.107 \times 10^{-4}$$

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.

$V(0) = 0.00007$	$p(0) = 171$	$V(180) = 0.00126$	$p(180) = 171$
$V(10) = 0.00009$	$p(10) = 171$	$V(190) = 0.00126$	$p(190) = 172.26$
$V(20) = 0.00012$	$p(20) = 171$	$V(200) = 0.00124$	$p(200) = 176.139$
$V(30) = 0.00017$	$p(30) = 171$	$V(210) = 0.0012$	$p(210) = 182.945$
$V(40) = 0.00024$	$p(40) = 171$	$V(220) = 0.00115$	$p(220) = 193.242$
$V(50) = 0.00033$	$p(50) = 171$	$V(230) = 0.00109$	$p(230) = 207.934$
$V(60) = 0.00043$	$p(60) = 171$	$V(240) = 0.00102$	$p(240) = 228.419$
$V(70) = 0.00053$	$p(70) = 171$	$V(250) = 0.00094$	$p(250) = 256.854$
$V(80) = 0.00064$	$p(80) = 171$	$V(260) = 0.00085$	$p(260) = 296.618$
$V(90) = 0.00074$	$p(90) = 171$	$V(270) = 0.00074$	$p(270) = 353.161$
$V(100) = 0.00085$	$p(100) = 171$	$V(280) = 0.00064$	$p(280) = 435.575$
$V(110) = 0.00094$	$p(110) = 171$	$V(290) = 0.00053$	$p(290) = 559.676$
$V(120) = 0.00102$	$p(120) = 171$	$V(300) = 0.00043$	$p(300) = 754.249$
$V(130) = 0.00109$	$p(130) = 171$	$V(310) = 0.00033$	$p(310) = 1074.118$
$V(140) = 0.00115$	$p(140) = 171$	$V(320) = 0.00024$	$p(320) = 1627.176$
$V(150) = 0.0012$	$p(150) = 171$	$V(330) = 0.00017$	$p(330) = 2621.724$
$V(160) = 0.00124$	$p(160) = 171$	$V(340) = 0.00012$	$p(340) = 4378.345$
$V(170) = 0.00126$	$p(170) = 171$	$V(350) = 0.00009$	$p(350) = 6883.563$
$V(360) = 0.00007$	$p(360) = 8363.778$	$V(540) = 0.00126$	$p(540) = 640.942$
$V(370) = 0.00009$	$p(370) = 12545.666$	$V(550) = 0.00126$	$p(550) = 195$
$V(380) = 0.00012$	$p(380) = 11488.112$	$V(560) = 0.00124$	$p(560) = 195$

V(390) = 0.00017	p(390) = 7278.138	V(570) = 0.0012	p(570) = 195
V(400) = 0.00024	p(400) = 4760.475	V(580) = 0.00115	p(580) = 195
V(410) = 0.00033	p(410) = 3289.317	V(590) = 0.00109	p(590) = 195
V(420) = 0.00043	p(420) = 2401.344	V(600) = 0.00102	p(600) = 195
V(430) = 0.00053	p(430) = 1841.31	V(610) = 0.00094	p(610) = 195
V(440) = 0.00064	p(440) = 1473.083	V(620) = 0.00085	p(620) = 195
V(450) = 0.00074	p(450) = 1222.236	V(630) = 0.00074	p(630) = 195
V(460) = 0.00085	p(460) = 1046.438	V(640) = 0.00064	p(640) = 195
V(470) = 0.00094	p(470) = 920.612	V(650) = 0.00053	p(650) = 195
V(480) = 0.00102	p(480) = 829.329	V(660) = 0.00043	p(660) = 195
V(490) = 0.00109	p(490) = 762.795	V(670) = 0.00033	p(670) = 195
V(500) = 0.00115	p(500) = 714.633	V(680) = 0.00024	p(680) = 195
V(510) = 0.0012	p(510) = 680.64	V(690) = 0.00017	p(690) = 195
V(520) = 0.00124	p(520) = 658.056	V(700) = 0.00012	p(700) = 195
V(530) = 0.00126	p(530) = 645.144	V(710) = 0.00009	p(710) = 195

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 1953.54$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.954 \times 10^3}{1.188 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.645 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.645 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.612 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.635 \times 10^3 - 1.612 \times 10^3|}{1.635 \times 10^3 + 1.612 \times 10^3} \cdot 100 = 1.455$$

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;

$d' = 46^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 56^\circ$ 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 8.364 \times 10^3 = 1.004 \times 10^4$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 1.255 \times 10^4 = 1.255 \times 10^4$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 171$	$V(\varphi_r) = 7.424 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 171$	$V(\varphi_d) = 1.262 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 8363.778$	$V(\varphi_c) = 7.424 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 12545.666$	$V(\varphi_z) = 7.436 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 640.942$	$V(\varphi_b) = 1.262 \times 10^{-3}$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 3.385 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.435 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 5.589 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 9.958 \times 10^{-5}$
z'	$\varphi_{z'} = 378$	$p(\varphi_{z'}) = 1.255 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 1.106 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 484$	$p(\varphi_{b''}) = 800.163$	$V(\varphi_{b''}) = 1.053 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 195$	$V(\varphi_{r'}) = 1.03 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 18$	$p(\varphi_{r''}) = 171$	$V(\varphi_{r''}) = 1.106 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 226$	$p(\varphi_{d'}) = 201.454$	$V(\varphi_{d'}) = 1.12 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 1.004 \times 10^4$	$V(\varphi_{c''}) = 7.424 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zд} = 369$	$p_{zд} = 1.255 \times 10^4$	$V(\varphi_{zд}) = 8.342 \times 10^{-5}$

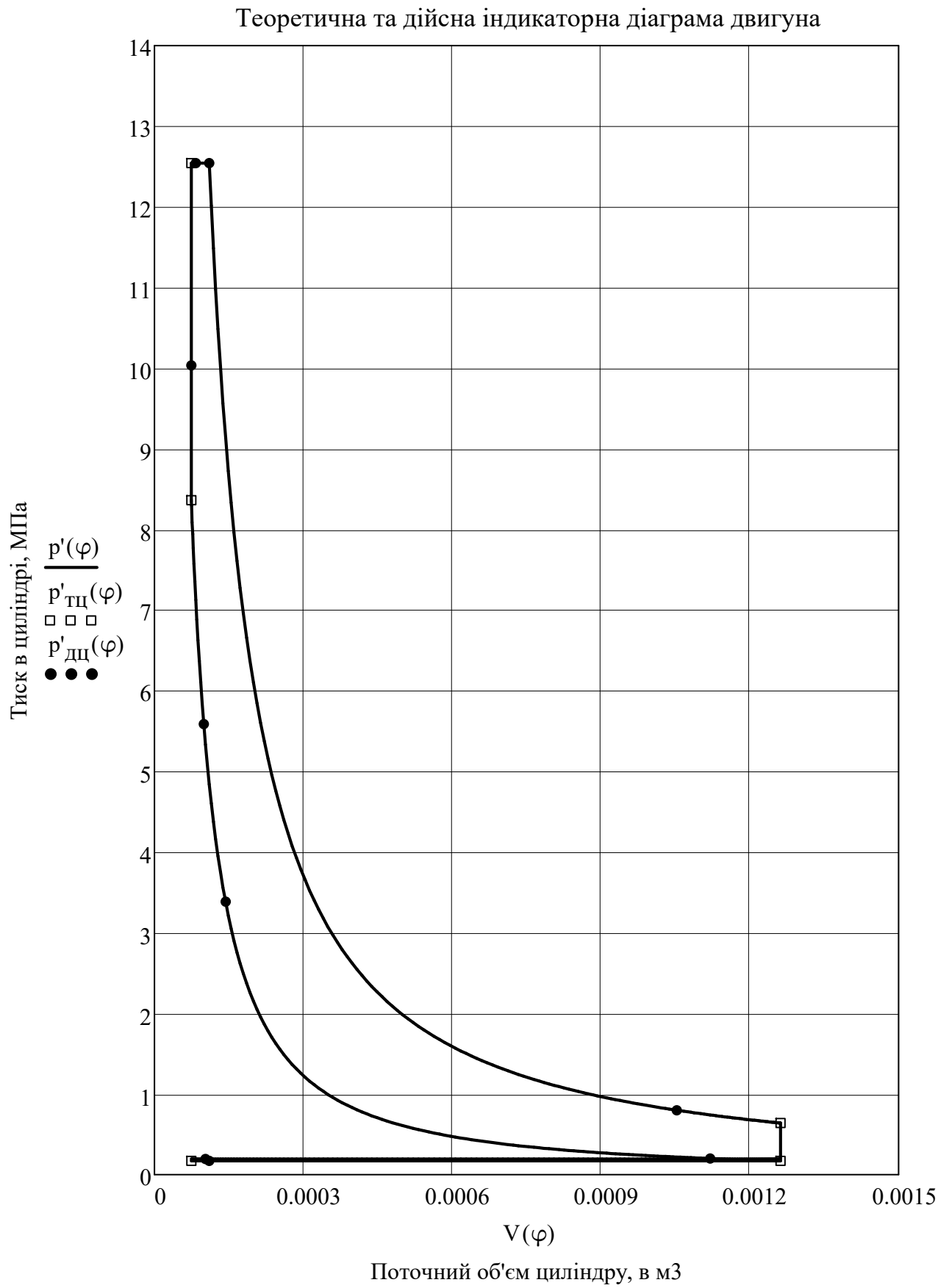


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

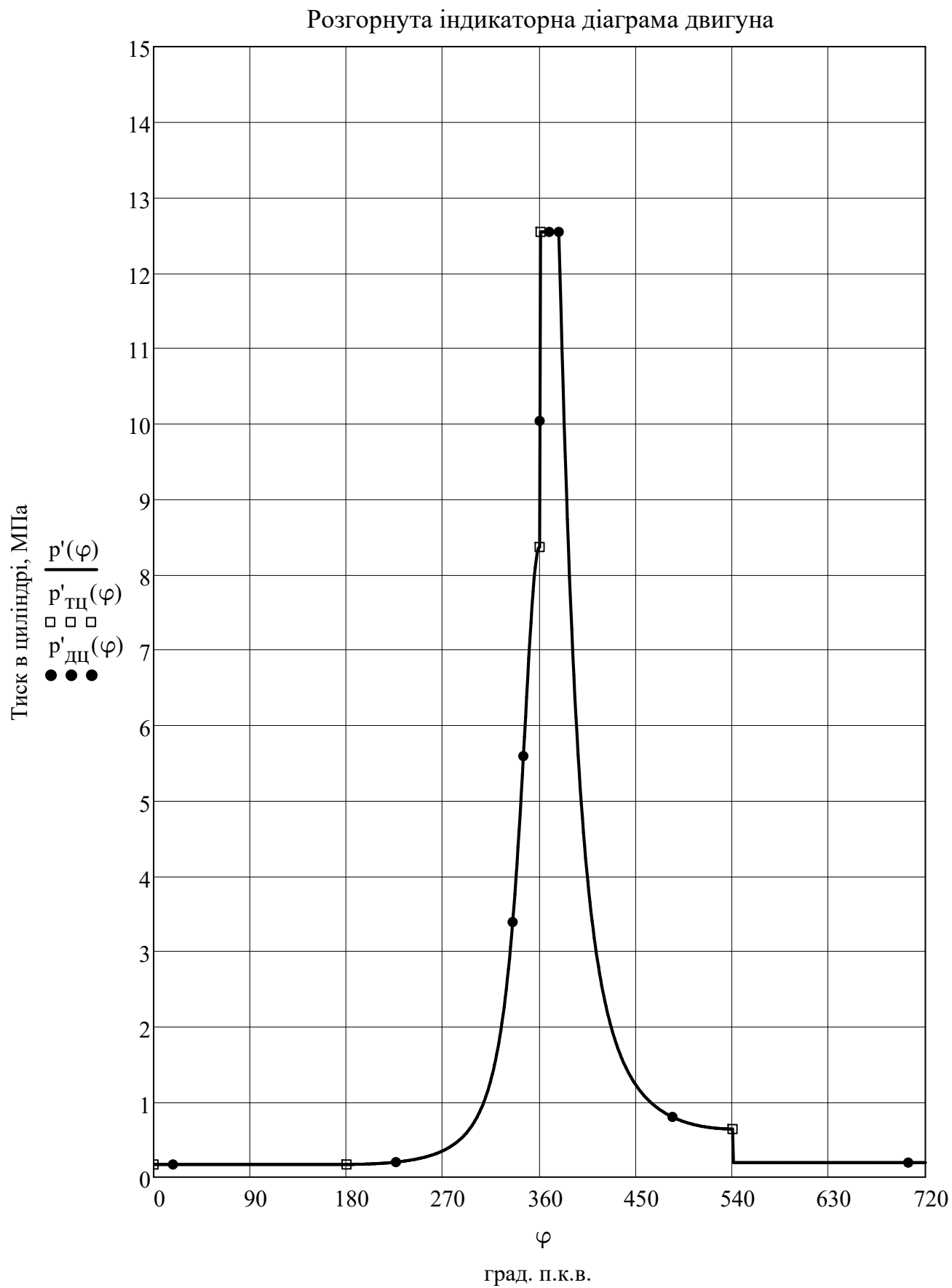


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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;

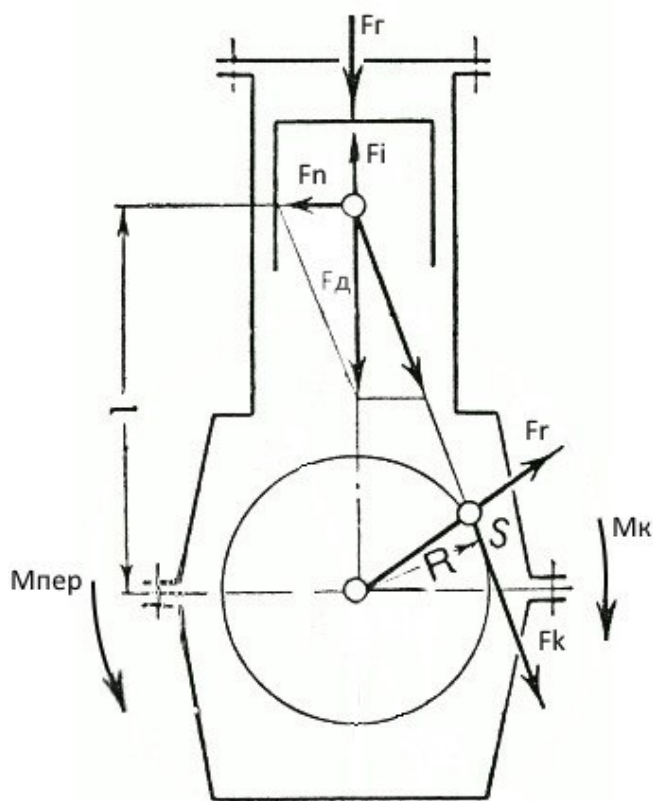


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 2.55$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 3.65$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 2.55 + \frac{1}{3} \cdot 3.65 = 3.767$$

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

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2100}{30} = 219.911$$

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

$F_r(0) = 0.662$	$F_i(0) = -14.3$	$F_d(0) = -13.637$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.662$	$F_i(30) = -11.317$	$F_d(30) = -10.655$	$M_k(30) = -0.407$
$F_r(60) = 0.662$	$F_i(60) = -4.235$	$F_d(60) = -3.573$	$M_k(60) = -0.219$
$F_r(90) = 0.662$	$F_i(90) = 2.915$	$F_d(90) = 3.577$	$M_k(90) = 0.224$
$F_r(120) = 0.662$	$F_i(120) = 7.15$	$F_d(120) = 7.812$	$M_k(120) = 0.367$
$F_r(150) = 0.662$	$F_i(150) = 8.402$	$F_d(150) = 9.065$	$M_k(150) = 0.22$
$F_r(180) = 0.662$	$F_i(180) = 8.47$	$F_d(180) = 9.133$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.776$	$F_i(210) = 8.402$	$F_d(210) = 9.178$	$M_k(210) = -0.223$
$F_r(240) = 1.208$	$F_i(240) = 7.15$	$F_d(240) = 8.358$	$M_k(240) = -0.393$
$F_r(270) = 2.394$	$F_i(270) = 2.915$	$F_d(270) = 5.308$	$M_k(270) = -0.332$
$F_r(300) = 6.205$	$F_i(300) = -4.235$	$F_d(300) = 1.97$	$M_k(300) = -0.121$
$F_r(330) = 23.952$	$F_i(330) = -11.317$	$F_d(330) = 12.635$	$M_k(330) = -0.483$
$F_r(360) = 78.521$	$F_i(360) = -14.3$	$F_d(360) = 64.221$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 68.204$	$F_i(390) = -11.317$	$F_d(390) = 56.887$	$M_k(390) = 2.175$
$F_r(420) = 21.858$	$F_i(420) = -4.235$	$F_d(420) = 17.623$	$M_k(420) = 1.079$
$F_r(450) = 10.653$	$F_i(450) = 2.915$	$F_d(450) = 13.567$	$M_k(450) = 0.848$
$F_r(480) = 6.919$	$F_i(480) = 7.15$	$F_d(480) = 14.068$	$M_k(480) = 0.662$
$F_r(510) = 5.506$	$F_i(510) = 8.402$	$F_d(510) = 13.908$	$M_k(510) = 0.337$
$F_r(540) = 5.128$	$F_i(540) = 8.47$	$F_d(540) = 13.599$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.89$	$F_i(570) = 8.402$	$F_d(570) = 9.293$	$M_k(570) = -0.225$
$F_r(600) = 0.89$	$F_i(600) = 7.15$	$F_d(600) = 8.04$	$M_k(600) = -0.378$
$F_r(630) = 0.89$	$F_i(630) = 2.915$	$F_d(630) = 3.805$	$M_k(630) = -0.238$
$F_r(660) = 0.89$	$F_i(660) = -4.235$	$F_d(660) = -3.345$	$M_k(660) = 0.205$
$F_r(690) = 0.89$	$F_i(690) = -11.317$	$F_d(690) = -10.427$	$M_k(690) = 0.399$
$F_r(720) = 0.89$	$F_i(720) = -14.3$	$F_d(720) = -13.409$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -13.637$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -1.375$	$F_r(30) = -8.54$	$F_k(30) = -6.518$	$M_{пер}(30) = 0.407$
$F_n(60) = -0.812$	$F_r(60) = -1.083$	$F_k(60) = -3.5$	$M_{пер}(60) = 0.219$
$F_n(90) = 0.947$	$F_r(90) = -0.947$	$F_k(90) = 3.577$	$M_{пер}(90) = -0.224$
$F_n(120) = 1.776$	$F_r(120) = -5.444$	$F_k(120) = 5.877$	$M_{пер}(120) = -0.367$
$F_n(150) = 1.17$	$F_r(150) = -8.435$	$F_k(150) = 3.519$	$M_{пер}(150) = -0.22$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -9.133$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.185$	$F_r(210) = -8.541$	$F_k(210) = -3.563$	$M_{пер}(210) = 0.223$
$F_n(240) = -1.9$	$F_r(240) = -5.825$	$F_k(240) = -6.288$	$M_{пер}(240) = 0.393$
$F_n(270) = -1.406$	$F_r(270) = -1.406$	$F_k(270) = -5.308$	$M_{пер}(270) = 0.332$
$F_n(300) = -0.448$	$F_r(300) = 0.597$	$F_k(300) = -1.93$	$M_{пер}(300) = 0.121$
$F_n(330) = -1.631$	$F_r(330) = 10.127$	$F_k(330) = -7.73$	$M_{пер}(330) = 0.483$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 64.221$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 7.342$	$F_r(390) = 45.594$	$F_k(390) = 34.802$	$M_{пер}(390) = -2.175$
$F_n(420) = 4.007$	$F_r(420) = 5.341$	$F_k(420) = 17.265$	$M_{пер}(420) = -1.079$
$F_n(450) = 3.593$	$F_r(450) = -3.593$	$F_k(450) = 13.567$	$M_{пер}(450) = -0.848$
$F_n(480) = 3.199$	$F_r(480) = -9.804$	$F_k(480) = 10.584$	$M_{пер}(480) = -0.662$
$F_n(510) = 1.795$	$F_r(510) = -12.942$	$F_k(510) = 5.4$	$M_{пер}(510) = -0.337$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -13.599$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.199$	$F_r(570) = -8.648$	$F_k(570) = -3.608$	$M_{пер}(570) = 0.225$
$F_n(600) = -1.828$	$F_r(600) = -5.603$	$F_k(600) = -6.049$	$M_{пер}(600) = 0.378$
$F_n(630) = -1.008$	$F_r(630) = -1.008$	$F_k(630) = -3.805$	$M_{пер}(630) = 0.238$
$F_n(660) = 0.76$	$F_r(660) = -1.014$	$F_k(660) = 3.277$	$M_{пер}(660) = -0.205$
$F_n(690) = 1.346$	$F_r(690) = -8.357$	$F_k(690) = 6.379$	$M_{пер}(690) = -0.399$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -13.409$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

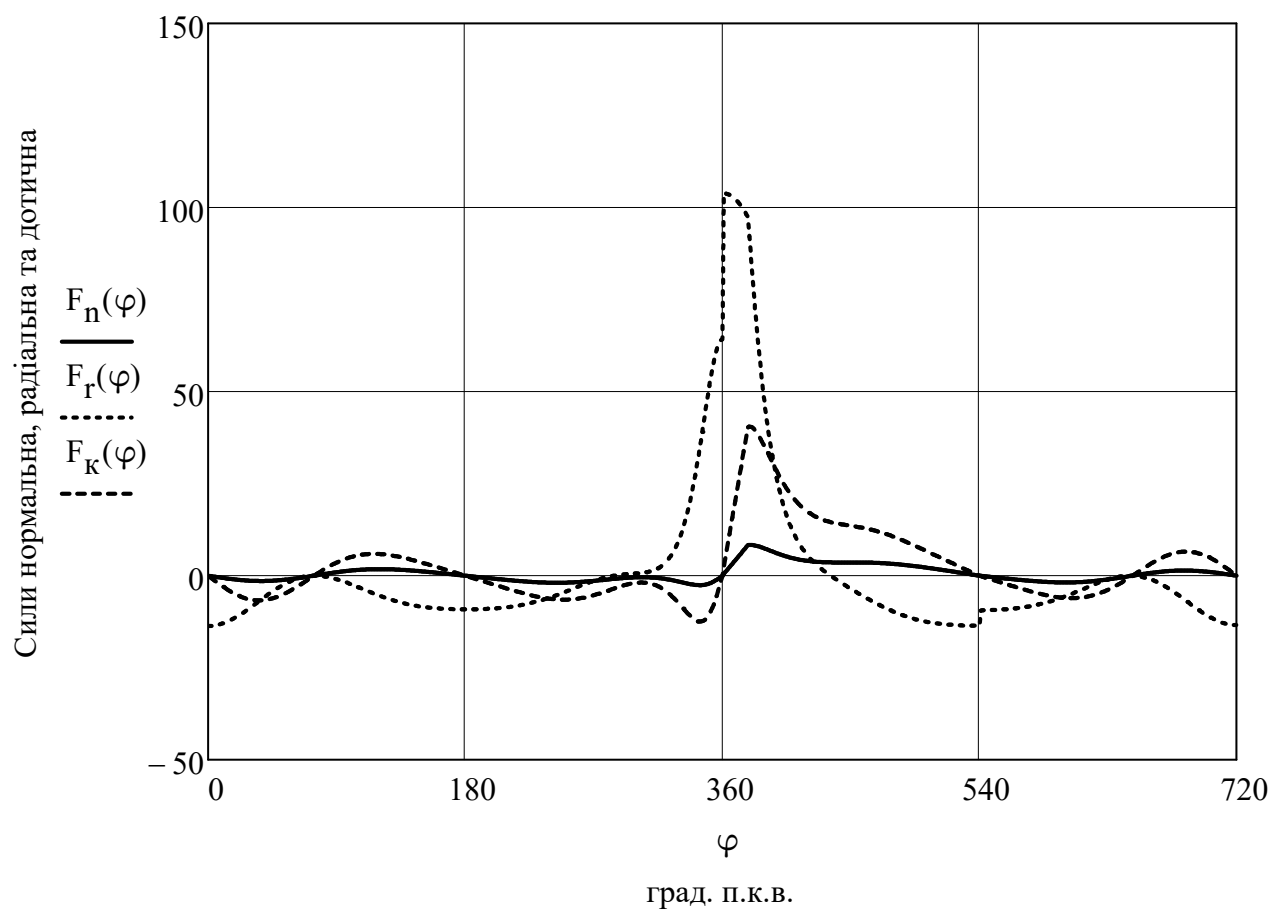
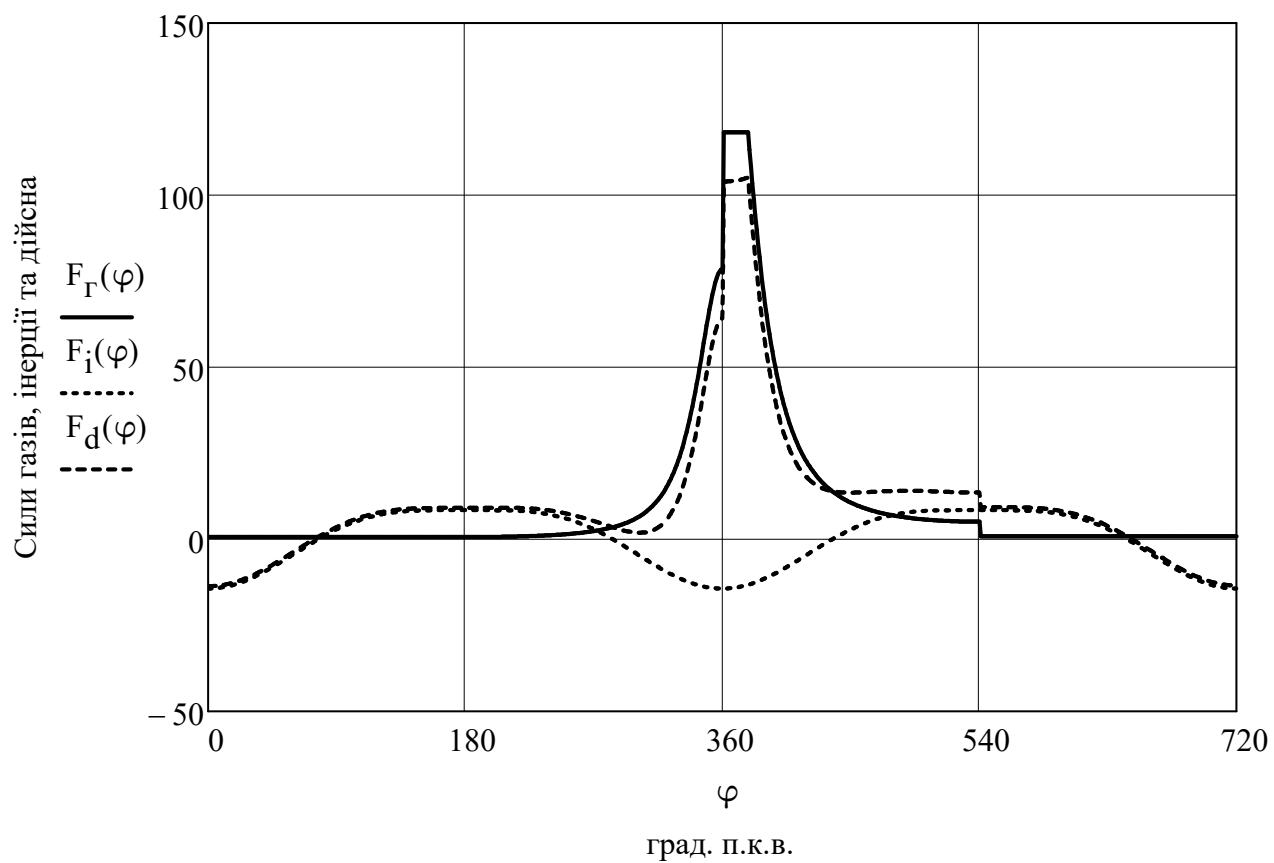


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

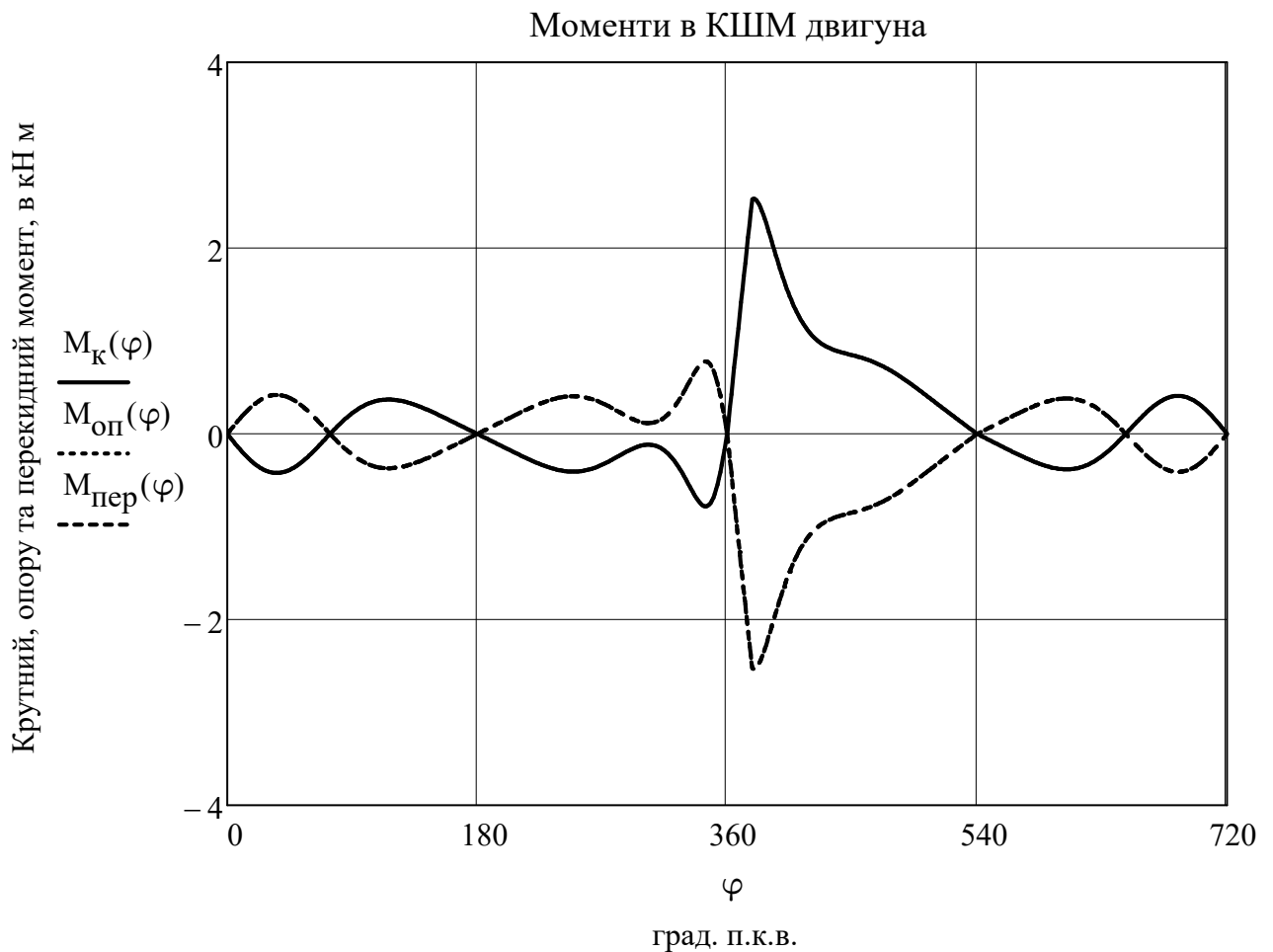


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(\varphi_K) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_K(\varphi_{\text{сп}} \cdot j + \varphi_K) \cdot s)$$

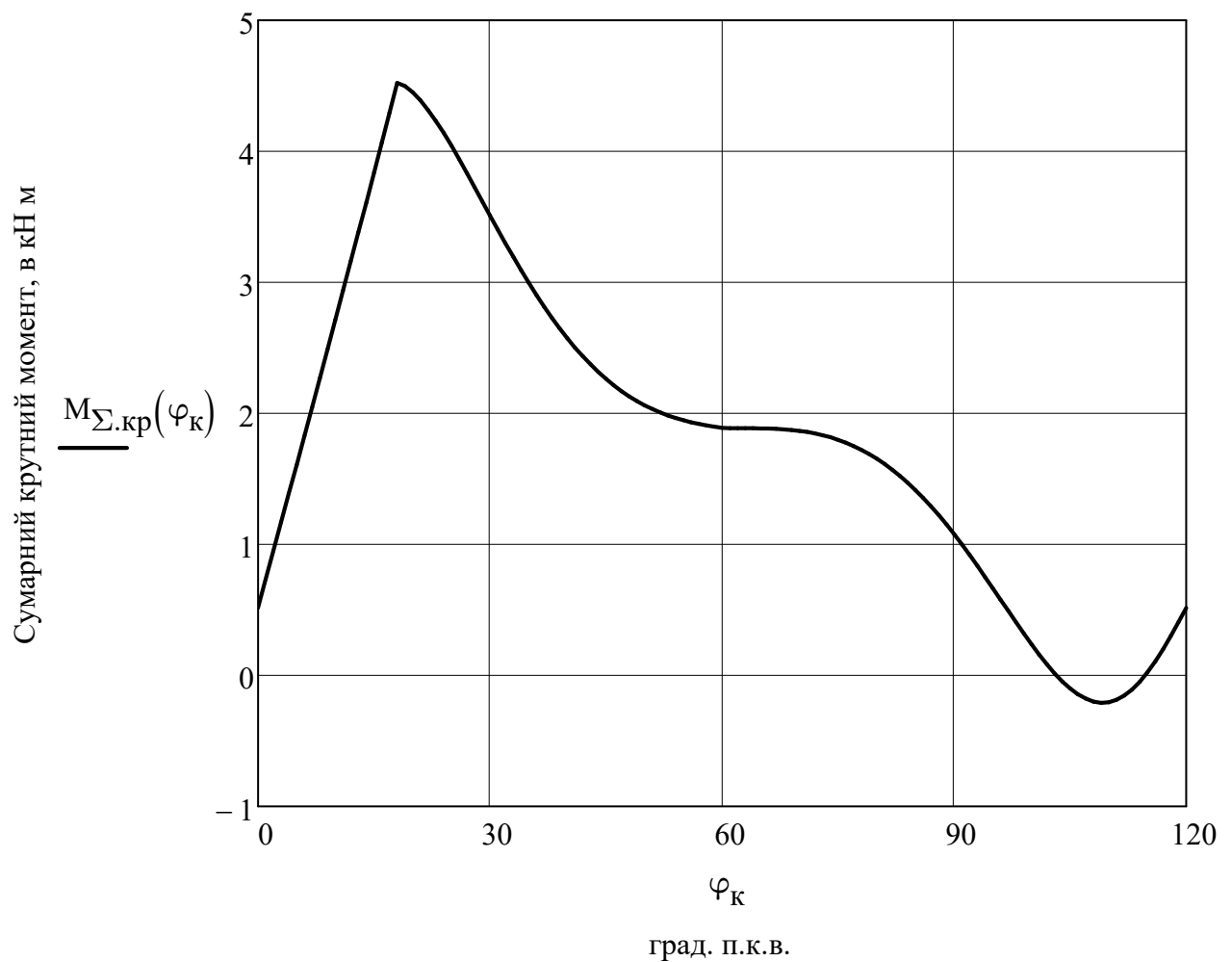


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 0.516$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.16$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 4.141$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.904$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.13$$

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

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.847$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.47$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.578$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -0.199$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.516$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - 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 $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{34.157 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 4.027 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 180.111 = 180110.867$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1.801 \times 10^5}{4.027 \times 10^5} \cdot 100 = 44.721$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 402741.65 \cdot 0.447 = 180000$$

Виравовуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|1.801 \times 10^5 - 1.8 \times 10^5|}{1.801 \times 10^5} \cdot 100 = 0.062$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

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

де $W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянки наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянки стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.10$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.04$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.10 + 0.04 = 0.14$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.14 \cdot 402741.65 = 56383.831$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 191.250 = 114.750$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

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

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{114.75 \cdot 1.18791 \times 10^{-3} \cdot 2.1 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 14.31289$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 14.313 = 14312.888$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 56383.831 + 14312.888 = 70696.719$$

Витрата охолоджуючої рідини, в $\text{м}^3 / \text{с}$

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000 \text{ кг} / \text{м}^3$ - середня густина води

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{70696.71856 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00202$$

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 $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.002 \cdot 98}{0.9} = 0.22$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.22 = 220.47$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 56383.8 + 14312.9 + 220.5 = 70917.2$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{70917.189}{402741.65} \cdot 100 = 17.609$$

Температура залишкових газів, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_r = T_r - 273 = 800 - 273 = 527$$

Температура на початку стиску, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_d = T_d - 273 = 326.821 - 273 = 53.821$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 527 = 33.605$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 53.821 = 29.117$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.874 \cdot 33.605 \cdot 527 = 15470.205$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.841 \cdot 29.117 \cdot 53.821 = 1317.512$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 15470.2 - 1317.5 = 14152.7$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{34.157}{3.6} \cdot 14152.693 = 134279.705$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{134279.705}{402741.65} \cdot 100 = 33.341$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{191.25}{1635.244} \cdot 0.506 = 0.059$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.059 \cdot 402741.65 = 23840.129$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 56383.831 + 23840.129 - 70917.189 = 9306.771$$

Витрата циркуляційного масла, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг} / \text{м}^3$ - густина мастила

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

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 9.307 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.235 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{1.235 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.617$$

Теплота витрачена на привід насоса, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.617 = 617.291$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 9306.771 + 617.291 = 9924.062$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{9924.062}{402741.65} \cdot 100 = 2.464$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 402741.7 - \sum \begin{pmatrix} 180110.9 \\ 70917.2 \\ 134279.7 \\ 9924.1 \end{pmatrix} = 7509.8$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{7509.827}{402741.650} \cdot 100.000 = 1.865$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 402741.7$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 180110.9$	$q_{\text{е}} = 44.7$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 134279.7$	$q_{\Gamma} = 33.3$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 70917.2$	$q_{\text{в}} = 17.6$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 9924.1$	$q_{\text{м}} = 2.5$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 7509.8$	$q_{\text{нв}} = 1.9$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 44.721 + 33.341 + 17.609 + 2.464 + 1.865 = 100$$

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	114	180,1	57,98
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	915	1443,9	57,80
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,425	0,447	5,18
4	Механічний ККД	η_m	-	0,870	0,880	1,15
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	210	190	-10,80
6	Діаметр циліндру	D	мм	110	100	-9,1
7	Хід поршня	S	мм	125	95	-24,

В даному розділі було вирішено завдання щодо отримання вихідної потужності проектного двигуна на рівні 180 кВт, що на 66 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. Згідно результатів розрахунку параметрів робочого циклу можна констатувати що поставлене завдання було виконано. Так згідно отриманих результатів приріст потужності склав 66,1 кВт, що більше ніж у прототипу на 58,0%.

Забезпечення заданого рівня номінальної потужності проектного двигуна є можливим за умови збільшення середнього ефективного тиску в циліндрі. Так отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше ніж прототипу на 57,8%. Це відбулося наслідок того, що форсування двигуна передбачає збільшення циклової роботи, головним чином за рахунок збільшення введеної в циліндр циклової порції палива.

Оптимізація параметрів робочого циклу та раціональний вибір початкових даних для розрахунку проектного двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні.

Так для питомої ефективної витрати палива за рахунок заходів направлених на підвищення ефективності протікання робочого циклу вдалося досягти зниження питомої ефективної витрати палива на 10,8% у порівнянні з прототипом, і при цьому збільшити значення ефективного ККД на 5,2%. Серед заходів направлених на покращення ефективності протікання робочого циклу треба відмітити: покращення ефективності та зниження опору впускного тракту, покращення ефективності процесів сумішоутворення та згоряння паливо-повітряної суміші, та зменшення механічних втрат на насосних ходах.

Запропоновані заходи щодо вдосконалення конструкції нагнітача впливають на величину механічних втрат двигуна. Адже заміна газового зв'язку на електричний привід призвело до покращення величини механічного ККД у проектного останнього на 1,2% у порівнянні з прототипом.

Обґрунтований вибір вхідних даних та раціональний підбір параметрів при розрахунку робочого циклу проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не змінилися. Як результат було спроектовано силову установку більшої потужності без зміни її масо-габаритних параметрів.

В даному розділі було виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Також було визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектного двигуна та визначено значення величин зовнішнього складового балансу.

Отримані результати щодо вихідних параметрів робочого циклу показують не лише ефективність та досконалість прийнятих рішень, але також показують напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна. В даному випадку робота буде присвячені вдосконаленню конструкції нагнітача для наддуву.

3 ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ НАГНІТАЧА.

3.1 Опис будови та принципу роботи газотурбінного агрегату наддуву.

3.1.1 Призначення, будова та основні вимоги до агрегатів наддуву. .

До двигунів внутрішнього згоряння, які працюють в складі силових установок різного роду машин, висувають високі вимоги до потужності, економічності та екологічності. Для забезпечення високої ефективності їх використання застосовують форсування двигуна методом газотурбінного наддуву, що в останні десятиліття набуло широкого вжитку та впровадження.

Збільшення потужності атмосферного двигуна може бути досягнуто шляхом збільшення або його робочого об'єму, або обертів. У разі першого варіанта відразу ж збільшуються вага, розміри двигуна і в кінцевому підсумку - його вартість. Збільшення обертів є проблематичним, так як через це виникає цілий ряд технічних проблем, в першу чергу пов'язаних з надійністю та довговічністю двигуна. Тому технічно прийнятним рішенням проблеми необхідності збільшення потужності є використання нагнітача (компресора).

Найбільш широко в системах наддуву транспортних засобів використовують одноступінчастий наддув. Так відцентровий компресор, засмоктуючи повітря через повітряний фільтр, стискає його і подає під тиском у впускний колектор двигуна. Принцип роботи турбокомпресора передбачає, що чим більше повітря буде подаватися в циліндри, тим більше буде спалюватися палива. Потужність, яку розвиває двигун, залежить від кількості повітря і змішаного з ним палива, яке може бути подано в двигун. Якщо потрібно збільшити потужність двигуна, слід збільшити кількість повітря, що подається, і палива. Однак подачею великої кількості палива бажаного ефекту не досягти, якщо не забезпечити достатню для його згоряння кількість повітря, адже в такому випадку утворюється надлишок палива що не приймав участь в згорянні, що в свою чергу призводить до перегріву двигуна, та його сильного диміння.

Існує два основних типи компресорів: з механічним і турбінним приводами (принцип дії останнього заснований на використанні енергії відпрацьованих газів). Крім того, є також комбіновані системи, наприклад, турбокомпаундні. У разі компресора з механічним приводом потрібний тиск повітря отримують через механічний зв'язок між колінчастим валом двигуна і компресором. У турбокомпресорі - завдяки обертанню турбіни потоком відпрацьованих газів

В принципі, будь-який турбокомпресор складається з відцентрового повітряного насоса і турбіни, які конструктивно пов'язані з допомогою загальної жорсткої осі. Обидва ці елементи обертаються в одному напрямку і з однаковою швидкістю. Енергія потоків відпрацьованих газів перетворюється тут в крутний момент, що приводить в дію компресор.

Це перетворення енергії супроводжується зниженням температури газів і їх тиску. Компресор засмоктує повітря через повітряний фільтр, стискає його і подає в циліндри двигуна. Кількість палива, яке можна змішати з повітрям, в цьому випадку можна збільшити, що дозволяє двигуну збільшувати потужність. Крім того, поліпшується процес згоряння, а це в свою чергу покращує характеристики двигуна в широкому діапазоні числа обертів.

Двигун і турбокомпресор функціонально пов'язані тільки потоком відпрацьованих газів. Частота обертання турбокомпресора безпосередньо не залежить від кількості обертів двигуна і характеризується певною інерційністю. Тобто, спочатку збільшуються кількість подачі палива і енергія потоків відпрацьованих газів, а вже потім - і число обертів турбіни і тиск нагнітання. Таким чином, в циліндри двигуна надходить ще більше повітря, що дозволяє збільшити подачу палива.

Для двигунів, що працюють в широкому діапазоні обертів (наприклад, в легковому автомобілі), високий тиск наддуву повітря бажаний навіть при їх роботі на низьких оборотах. Саме тому майбутнє належить турбокомпресорам з регульованим тиском. Невеликий діаметр сучасних турбін і спеціальне перетин газових каналів сприяють зменшенню інерційності, тобто турбіна дуже швидко розганяється і тиск повітря стрімко досягає потрібного значення.

Існують два основних типи випускних систем з турбокомпресором: з постійним тиском на вході в турбіну і з імпульсним тиском на вході в турбіну. У випускних системах з постійним тиском на вході в турбіну відпрацьовані гази від всіх циліндрів збираються в загальному випускному колекторі, а потім, майже під постійним тиском, надходять в турбокомпресор. У випускних системах з імпульсним тиском на вході в турбіну використовується спеціальний випускний колектор. В такому випадку відпрацьовані гази підводяться до турбокомпресора окремими патрубками, що йдуть від кожного циліндра. Це дозволяє використовувати резонансні явища в випускному колекторі і отримати максимальну продуктивність

Двигун, оснащений турбокомпресором, має технічні та економічні переваги в порівнянні з двигунами безтурбінного нагнітання повітря в циліндри. Співвідношення маса / потужність у двигуна з турбокомпресором вище, ніж у атмосферного двигуна. Крива крутного моменту двигуна з турбокомпресором може бути краще адаптована до специфічних умов експлуатації.

Атмосферний двигун втрачає потужність через розрідження повітря, тоді як турбокомпресор, забезпечуючи підвищену кількість повітряного нагнітання в циліндри, компенсує зниження атмосферного тиску, майже не погіршуючи характеристики двигуна. Зокрема, кількість повітря, що нагнітається стане лише трохи менше, ніж під час руху машини на більш низькій висоті, тобто, в режимі руху техніки в умовах гірських доріг двигун практично зберігає свою звичайну потужність.

Двигун з турбокомпресором забезпечує краще згоряння палива, сприяє зменшенню токсичності відпрацьованих газів і працює стабільніше, ніж його атмосферний аналог такої ж потужності. До того ж, оскільки він менше за розміром, то працює, відповідно, тихіше. Крім того, турбокомпресор грає роль своєрідного глушника в системі випуску.

І незважаючи на те, що турбокомпресор вважають «слабким місцем» двигуна, однак його ресурс відповідає ресурсу самого двигуна.

3.1.2 Обґрунтування та опис електроприводного агрегату наддуву.

Однією з ключових проблем на транспорті, що застосовує комбіновані поршневі двигуни з турбонаддувом в якості силових установок, є поява так званих турбоям. Даний ефект проявляється і на двигунах що працюють на бензині і на дизельних двигунах.

Турбояма – це провал при наборі оборотів двигуна через інерцію турбіни. При подачі більшої кількості палива в циліндр, збільшується кількість підведеної теплоти а разом із нею збільшується і потужність дизельного двигуна. Але якщо збільшити лише подачу палива, то з'явиться ефект його неповного згоряння, що позначиться навпаки на падінні потужності мотора. В даному випадку для повного згоряння палива не вистачає кисню. Саме для цих цілей і був створений турбокомпресор, за допомогою якого до збільшеної порції палива додається додаткова кількість атмосферного повітря.

Турбіна за рахунок великої кількості випускних газів може розкручуватися до високих обертів. Так для деяких моделей турбокомпресорів значення обертів може сягати понад 100 000 об / хв. І чим більше вихлопних газів подається на крильчатку турбіни, тим вище її обороти, а значить, тим більше вона буде нагнітати більше свіжого повітря.

Але для виходу турбіни на потрібний режим роботи їй потрібен час, необхідна кількість відпрацьованих газів та параметри газового потоку що знаходяться в заданих межах та не змінюють своїх величин. Як правильно для виходу на новий усталений режим роботи потрібен час, в першу чергу через інертність обертальних частин агрегату наддуву та наявності перехідного режиму роботи, внаслідок чого між попереднім режимом роботи та новим режимом роботи проходить часовий проміжок, при якому різкого зростання потужності не спостерігається.

Але це зростання спостерігається зразу ж у вигляді стрибка потужності як тільки перехідний режим роботи та інерційні процеси обертання валу закінчилися. Такий режим роботи що супроводжується як провалами потужності так і їх

					ПННІ НУК 142.44.25.25.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

накидами дуже негативно відображається як на приводному агрегаті так і на довговічності та надійності роботи самого двигуна.

3.1.3 Пропоноване конструкторське рішення.

В даній роботі пропонується для знешкодження впливу на роботу дизельного двигуна, такого явища так званих турбоями, замінити газотурбінний наддув на електропривідний.

З цією метою пропонується реалізувати наступний комплекс інженерно-технічних заходів:

- 1) обґрунтувати потрібну модель турбокомпресора згідно вихідних даних розрахунку параметрів робочого циклу дизельного двигуна;
- 2) Виокремити проточну частину турбіни з обраної моделі турбокомпресора;
- 3) Підібрати електричну машину з заданими робочими характеристиками, яка забезпечить потрібні характеристики відцентрового компресора;
- 4) Розрахувати проточну частину компресора на основі даних отриманих з розрахунку робочого циклу дизельного двигуна та робочих параметрів електричної машини.
- 5) Перевірити отримані розраховані параметри на відповідність умовам заданим на проектування.

На основі отриманих даних та на базі існуючої в доступі конструкторської документації розробити складальне креслення готового агрегату та відобразити на ньому розраховані параметри.

Пропоноване конструкторське рішення передбачає, що зміна обертів компресору буде синхронізована з режимами навантаження двигуна і за рахунок зменшення часу на перехідних режимах, більшої адаптованості електричного двигуна до різкої зміни обертів, вірогідність появи турбоям суттєво зменшиться.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.25.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		63

3.2 Розрахунок проточної частини компресору

3.2.1 Вихідні дані для проектування турбокомпресору.

Отримані на основі результатів розрахунку параметрів робочого циклу ДВЗ

Двигун для якого проектується турбокомпресор, згідно ДСТУ 6ЧН 11/12,5

Ефективна потужність двигуна, в кВт $P_e = 180$

Питома ефективна витрата пального, в кг/(кВт год) $b_e = 0.190$

Тиск повітря після компресору, в кПа $p_B = 180$

Коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 1.7$

3.2.2 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

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

Годинна витрата палива двигуном, в кг/год

$$B_{\Gamma} = P_e \cdot b_e = 180 \cdot 0.190 = 34.200$$

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;

$$G_{\Gamma} = \frac{1}{1 - \nu} \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot B_{\Gamma} = \frac{1}{1 - 0.02} \cdot 1.7 \cdot 14.45 \cdot 34.2 = 857.268$$

Секундна витрата повітря через двигун, в кг/с

$$G_s = \frac{G_{\Gamma}}{3600} = \frac{857.268}{3600} = 0.238$$

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 [1, ст 24] вибирається з
діапазону $\beta_{\text{ВИТ}} = (1.01 \dots 1.02)$

$$G_K = G_s \cdot \beta_{\text{ВИТ}} = 0.238 \cdot 1.015 = 0.242$$

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 [1, ст 24] вибирається з діапазону
 $\Delta P_K = (2 \dots 4)$ кПа

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

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

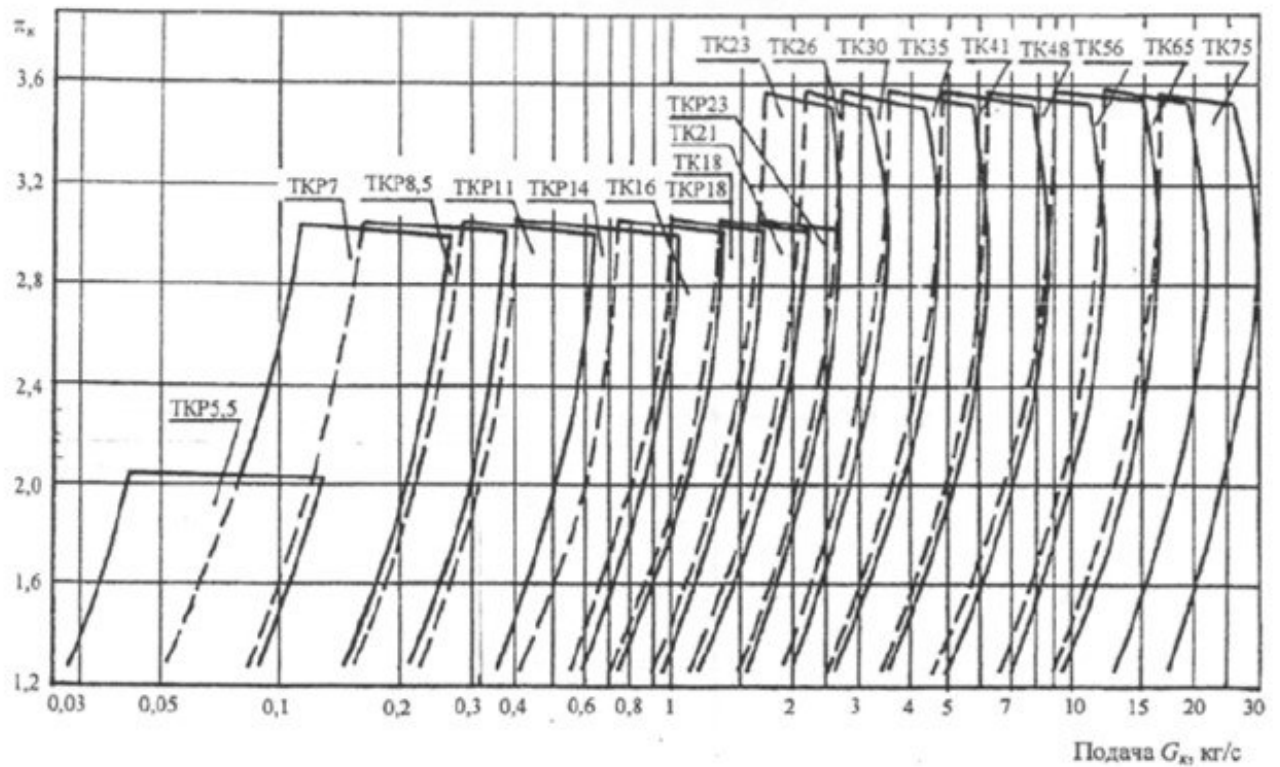


Рисунок 3.1 - Поля подач основних прототипів турбокомпресорів

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 [1,ст 24] вибирається з діапазону $T'_B = (320...380) \text{ K}$

$$T'_B = 366.5$$

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;

$$mC_V = a + b \cdot T'_B = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot 366.5 = 22.486$$

Коефіцієнт адіабати стиску в компресорі

$$k_s = 1 + \frac{8.314}{mC_V} = 1 + \frac{8.314}{22.486} = 1.37$$

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 $\eta_K = 0.72$ - ККД компресора;

$$T_B = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\frac{k_s - 1}{k_s} \pi_K - 1}{\eta_K} \right) = 293 \cdot \left(1 + \frac{1.85 \frac{1.37 - 1}{1.37} - 1}{0.72} \right) = 366.509$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає у %:

$$\Delta T_B = \frac{|T_B - T'_B|}{T_B} \cdot 100 = \frac{|366.509 - 366.5|}{366.509} \cdot 100 = 2.585 \times 10^{-3}$$

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

$$\Delta T = T_B - T_0 = 366.509 - 293 = 73.509$$

Виходячи з вимог ефективного наповнення циліндрів, дотримання заданого рівня теплової напруженості деталей циліндро-поршневої групи, а також забезпечення заданої потужності, допустимий перепад температур згідно [1, ст 24] не повинен перевищувати $\Delta T = (50 \dots 60) \text{ К}$

Висновок: Так як $\Delta T > 50$ є потреба в застосуванні в системі впуску охолоджувача наддувочного повітря (ОНП).

Густина повітря на виході з компресору, в кг/м^3

$$\rho_B = \frac{p_B \cdot 10^3}{T_B \cdot R_{\Pi}} = \frac{180 \cdot 10^3}{366.509 \cdot 287.4} = 1.709$$

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 [1,ст 24] вибирається з діапазону $E_{\text{ОНП}} = (0,5...0,6)$

$$T_s = T_B - E_{\text{ОНП}} \cdot \Delta T = 366.509 - 0.55 \cdot 73.509 = 326.079$$

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 [1,ст 24] вибирається з діапазону $\Delta p_{\text{ОНП}} = (2...4)$ кПа

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

Густина повітря у впускному колекторі, в кг/м³

$$\rho_s = \frac{p_s \cdot 10^3}{T_s \cdot R_{\text{П}}} = \frac{177 \cdot 10^3}{326.079 \cdot 287.4} = 1.889$$

3.2.3 Розрахунок параметрів та показників компресору

Витрата повітря через компресор (на основі попередніх розрахунків), в кг/с $G_K = 0.242$

Ступінь підвищення тиску (на основі попередніх розрахунків) $\pi_K = 1.850$

ККД компресора по ГОСТ 9658-51, згідно [1,ст 24] $\eta_K = 0.72$

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... $z_D = 13$

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

$$k_{K.\text{пр}} = 1.393$$

Температура після компресору при адіабатному стиску

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

Середня температура в процесі стиску в °C

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

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

$$\mu C_{V\text{m}} = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot t_{\text{ср}} = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot 47.765 = 21.15$$

Уточнене значення показника адіабати

$$k_{\text{к}} = 1 + \frac{8.314}{\mu C_{V\text{m}}} = 1 + \frac{8.314}{21.15} = 1.393$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta k_{\text{к}} = \frac{|k_{\text{к.пр}} - k_{\text{к}}|}{k_{\text{к.пр}}} \cdot 100 = \frac{|1.393 - 1.393|}{1.393} \cdot 100 = 6.778 \times 10^{-3}$$

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

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

$$L_{\text{к}} = R_{\text{п}} \cdot T_0 \cdot \frac{k_{\text{к}}}{k_{\text{к}} - 1} \cdot \left(\pi_{\text{к}}^{\frac{k_{\text{к}}-1}{k_{\text{к}}}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{\text{к}}}$$

$$\text{де } a = R_{\text{п}} \cdot T_0 \cdot \frac{k_{\text{к}}}{k_{\text{к}} - 1} = 287.4 \cdot 293 \cdot \frac{1.393}{1.393 - 1} = 2.984 \times 10^5$$

$$b = \left(\pi_{\text{к}}^{\frac{k_{\text{к}}-1}{k_{\text{к}}}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{\text{к}}} = \left(1.85^{\frac{1.393-1}{1.393}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0.72} = 0.263$$

$$L_K = a \cdot b = 298426.964 \cdot 0.263 = 78568.101$$

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 [1, ст 24] вибирається з діапазону $\delta_2 = (0,001 \dots 0,002)$ м

$k_{90} = 0.020$ - емпіричний коефіцієнт циркуляції; згідно [1, 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 [1, 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

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_K}{\mu_1}} = \sqrt{\frac{78568.101}{0.822}} = 309.193$$

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

$$n_{TK} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2} = \frac{60 \cdot 309.193}{\pi \cdot 0.11} = 53683.272$$

Потужність, що споживається компресором, в кВт

$$P_K = 10^{-3} \cdot G_K \cdot L_K = 10^{-3} \cdot 0.242 \cdot 7.857 \times 10^4 = 18.99$$

3.2.4 Розрахунок вхідного пристрою та (ОСА)

Тиск перед компресором, в кПа

$$p_{a.вх} = p_0 - \Delta p_K = 101.3 - 4 = 97.3$$

Параметри потоку на вході:

- температура, в К

$$T_a = T_0 - \frac{(k_K - 1) \cdot c_a^2}{2 \cdot k_K \cdot R_{\Pi}}$$

де $c_a = 50$ м/с - швидкість повітря на вході в компресор; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $c_a = (30 \dots 70)$ м/с

$$T_a = T_0 - \frac{(k_K - 1) \cdot c_a^2}{2 \cdot k_K \cdot R_{\Pi}} = 293 - \frac{(1.393 - 1) \cdot 50^2}{2 \cdot 1.393 \cdot 287.4} = 291.773$$

- тиск, в кПа

$$p_a = p_{a.вх} \cdot \left(\frac{T_a}{T_0} \right)^{\frac{k_K - 1}{k_K}} = 97.3 \cdot \left(\frac{291.773}{293} \right)^{\frac{1.393 - 1}{1.393}} = 97.185$$

- густина, в кг/м³

$$\rho_a = \frac{10^3 \cdot p_a}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{10^3 \cdot 97.185}{287.4 \cdot 291.773} = 1.159$$

Прохідний переріз вхідного патрубку в м²

$$f_a = \frac{G_K}{c_a \cdot \rho_a} = \frac{0.242}{50 \cdot 1.159} = 4.171 \times 10^{-3}$$

Діаметр вхідного патрубку, в м

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot f_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4.171 \times 10^{-3}}{\pi}} = 0.073$$

або в мм $d_a \cdot 10^3 = 72.875$

Швидкість на вході в колесо, в м/с

$$c_1 = c_{1.в} \cdot u_2$$

де $c_{1.в} = 0.3$ - відносна величина швидкості потоку на вході в колесо;
згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $c_{1.в} = (0,25...0,35)$.

$$c_1 = c_{1.в} \cdot u_2 = 0.3 \cdot 309.193 = 92.758$$

Температура повітря перед колесом, в К

$$T_1 = T_a + \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{(k_K - 1) \cdot (c_a^2 - c_1^2)}{2 \cdot k_K \cdot R_{\Pi}} = \frac{(1.393 - 1) \cdot (50^2 - 92.758^2)}{2 \cdot 1.393 \cdot 287.4} = -2.997$$

$$T_1 = T_a + \Delta T = 291.773 + -2.997 = 288.776$$

Втрати у вхідному пристрої, в Дж/кг

$$L_{г.вх} = \xi_{вх} \cdot \frac{c_1^2}{2}$$

де $\xi_{вх} = 0.05$ - коефіцієнт втрат у вхідному пристрої; згідно [1,ст 24]
вибирається з діапазону $\xi_{вх} = (0,05...0,10)$

$$L_{г.вх} = \xi_{вх} \cdot \frac{c_1^2}{2} = 0.05 \cdot \frac{92.758^2}{2} = 215.101$$

Допоміжний коефіцієнт для визначення показника політропи

$$m_a = \frac{k_K}{k_K - 1} - \frac{L_{г.вх}}{R_{\Pi} \cdot (T_1 - T_a)} = \frac{1.39}{1.39 - 1} - \frac{215.1}{287.4 \cdot (288.78 - 291.77)} = 3.79$$

Показник політропи у вхідному пристрої

$$n_a = \frac{m_a}{m_a - 1} = \frac{3.794}{3.794 - 1} = 1.358$$

Тиск на вході в колесо, в кПа

$$p_1 = p_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_a}{n_a-1}} = 97.185 \cdot \left(\frac{288.776}{291.773} \right)^{\frac{1.358}{1.358-1}} = 93.452$$

Густина на вході в колесо, в кг/м³

$$\rho_1 = \frac{10^3 \cdot p_1}{R_{\text{II}} \cdot T_1} = \frac{10^3 \cdot 93.452}{287.4 \cdot 288.776} = 1.126$$

Прохідний перетин колеса на вході, в м²

$$f_1 = \frac{G_k}{\rho_1 \cdot c_1} = \frac{0.242}{1.126 \cdot 92.758} = 2.314 \times 10^{-3}$$

Діаметр колеса на вході, в м

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2.314 \times 10^{-3}}{\pi}} = 0.054$$

або в мм $d_1 \cdot 10^3 = 54.281$

Діаметр маточини, в м

$$D_0 = D_{0.B} \cdot D_2$$

$D_{0.B} = 0.25$ - відносна величина діаметра маточини колеса; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $D_{0.B} = (0,2...0,3)$

$$D_0 = D_{0.B} \cdot D_2 = 0.25 \cdot 0.11 = 0.028$$

або в мм $D_0 \cdot 10^3 = 27.5$

Відносний зовнішній діаметр колеса на вході,

$$D_{B.3} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_1}{\pi \cdot D_2^2} + D_{0.B}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2.314 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 0.11^2} + 0.25^2} = 0.553$$

Висновок: отримане в результаті значення відносного зовнішнього діаметра колеса на вході, не виходить за допустимі межі $D_{в.3} = (0,55...0,67)$, тому розрахунок можна продовжити.

Зовнішній діаметр колеса на вході, в м

$$D_3 = D_{в.3} \cdot D_2 = 0.553 \cdot 0.11 = 0.061$$

або в мм $D_3 \cdot 10^3 = 60.85$

Середній діаметр колеса на вході, в м

$$D_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (D_0^2 + D_3^2)} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (0.028^2 + 0.061^2)} = 0.047$$

або в мм $D_1 \cdot 10^3 = 47.217$

Колова швидкість на середньому діаметрі, в м/с

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{\text{ТК}}}{60} = \frac{\pi \cdot 0.047 \cdot 5.368 \times 10^4}{60} = 132.721$$

Відносна швидкість потоку на вході в ОСА, в м/с

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} = \sqrt{92.758^2 + 132.721^2} = 161.922$$

Кут потоку на вході в колесо, в °

$$\beta_1 = \left(\frac{\text{atan}\left(\frac{c_1}{u_1}\right) \cdot 180}{\pi} \right) = \frac{\text{atan}\left(\frac{92.758}{132.721}\right) \cdot 180}{\pi} = 34.95$$

3.2.5 Розрахунок робочого колеса компресора

Втрати на вході в колесо, в Дж/кг

$$L_{r1} = \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2}$$

де $\xi_1 = 0.15$ - коефіцієнт втрат на вході у колесо; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $\xi_1 = (0,1...0,2)$

$$L_{r1} = \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} = 0.15 \cdot \frac{161.922^2}{2} = 1.966 \times 10^3$$

Втрати при повороті потоку, в Дж/кг

$$L_{r2} = \xi_2 \cdot \frac{c_1^2}{2}$$

де $\xi_2 = 0.15$ - коефіцієнт втрат при повороті потоку в колесі; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $\xi_2 = (0,1...0,2)$

$$L_{r2} = \xi_2 \cdot \frac{c_1^2}{2} = 0.15 \cdot \frac{92.758^2}{2} = 645.304$$

Втрати на тертя між диском та газом, в Дж/кг

$$L_{рд} = \alpha_d \cdot u_2^2 = 0.05 \cdot 309.193^2 = 4.78 \times 10^3$$

Сумарна величина втрат на колесі, в Дж/кг

$$L_r = L_{r1} + L_{r2} + L_{рд} = 1.966 \times 10^3 + 645.304 + 4.78 \times 10^3 = 7.392 \times 10^3$$

Температура повітря на виході з колеса, в К

$$T_2 = T_1 + \Delta T$$

$$\Delta T' = \frac{(k_K - 1) \cdot u_2^2}{k_K \cdot R_{\Pi}} = \frac{(1.393 - 1) \cdot 309.193^2}{1.393 \cdot 287.4} = 93.862$$

$$\Delta T = \left(\mu_1 - \frac{\mu^2}{2} \right) \cdot \Delta T' = \left(0.822 - \frac{0.772^2}{2} \right) \cdot 93.862 = 49.181$$

$$T_2 = T_1 + \Delta T = 288.776 + 49.181 = 337.957$$

Коефіцієнт для визначення показника політропи на колесі

$$m_2 = \frac{k_K}{k_K - 1} - \frac{L_r}{R_{II} \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{1.39}{1.39 - 1} - \frac{7.39 \times 10^3}{287.4 \cdot (337.96 - 288.78)} = 3.02$$

Показник політропи стиску повітря на колесі

$$n_2 = \frac{m_2}{m_2 - 1} = \frac{3.021}{3.021 - 1} = 1.495$$

Тиск на виході з колеса, в кПа

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} = 93.452 \cdot \left(\frac{337.957}{288.776} \right)^{\frac{1.495}{1.495 - 1}} = 150.288$$

Густина повітря на виході, в кг/м³

$$\rho_2 = \frac{10^3 \cdot p_2}{R_{II} \cdot T_2} = \frac{10^3 \cdot 150.288}{287.4 \cdot 337.957} = 1.547$$

Крок лопаток на виході, в м

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z_K} = \frac{\pi \cdot 0.11}{12} = 0.029$$

або в мм $t_2 \cdot 10^3 = 28.798$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} = 1 - \frac{1.5 \times 10^{-3}}{0.029} = 0.948$$

Радіальні складові абсолютної та відносної швидкостей, в м/с

$$w_{2r} = c_1 = 92.758$$

$$c_{2r} = w_{2r} = 92.758$$

Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$$c_{2u} = \mu \cdot u_2 = 0.772 \cdot 309.193 = 238.647$$

Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса, в м/с

$$c_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{92.758^2 + 238.647^2} = 256.04$$

Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{2u} = c_{2u} - u_2 = 238.647 - 309.193 = -70.547$$

Відносна швидкість потоку на виході в м/с

$$w_2 = \sqrt{w_{2r}^2 + w_{2u}^2} = \sqrt{92.758^2 + (-70.547)^2} = 116.537$$

Кут виходу потоку при абсолютному русі в °

$$\alpha_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{92.758}{238.647}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 21.24$$

Кут виходу потоку при відносному русі в °

$$\beta_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{w_{2r}}{w_{2u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{92.758}{-70.547}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = -52.745$$

Кут відставання потоку, в °

$$\delta = 90 - |\beta_2| = 90 - |-52.745| = 37.255$$

Ширина лопаток на виході, в м

$$b_2 = \frac{G_K}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \tau_2 \cdot \rho_2} = \frac{0.242}{\pi \cdot 0.11 \cdot 92.758 \cdot 0.948 \cdot 1.547} = 5.141 \times 10^{-3}$$

або в мм $b_2 \cdot 10^3 = 5.141$

Ступінь підвищення тиску в колесі

$$\pi_2 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{150.288}{93.452} = 1.608$$

Адіабатний ККД робочого колеса

$$\eta_{2.ад} = \frac{\left(\frac{\pi_2^{\frac{k_k-1}{k_k}}}{\pi_2} - 1 \right)}{\left(\frac{\pi_2^{\frac{n_2-1}{n_2}}}{\pi_2} - 1 \right)} = \frac{1.608^{\frac{1.393-1}{1.393}} - 1}{1.608^{\frac{1.495-1}{1.495}} - 1} = 0.842$$

3.2.6 Розрахунок безлопатевого дифузору

Зовнішній діаметр дифузору, в м

$$D_3 = D_{3.в} \cdot D_2$$

де $D_{3.в} = 1.10$ - відносна величина зовнішнього діаметру дифузору; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $D_{3.в} = (1,07...1,18)$

$$D_3 = D_{3.в} \cdot D_2 = 1.1 \cdot 0.11 = 0.121$$

або в мм $D_3 \cdot 10^3 = 121$

Ширина дифузору на виході, в м

$$b_3 = b_{3.в} \cdot b_2$$

де $b_{3.в} = 0.97$ - відносна ширина дифузору на виході; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $b_{3.в} = (0,95...1,00)$

$$b_3 = b_{3.в} \cdot b_2 = 0.97 \cdot 5.141 \times 10^{-3} = 4.987 \times 10^{-3}$$

або в мм $b_3 \cdot 10^3 = 4.987$

Відносна величина зміни щільності повітря в дифузорі, задаємося попереднім значенням в першому наближенні

$$\rho_{32.в.пр} = 0.989$$

Швидкість потоку на виході із дифузору, в м/с

$$c_3 = c_2 \cdot \tau_2 \cdot \frac{D_2}{D_3} \cdot \frac{b_2}{b_3} \cdot \rho_{32.в.пр} = 256.04 \cdot 0.95 \cdot \frac{0.11}{0.12} \cdot \frac{5.14 \times 10^{-3}}{4.99 \times 10^{-3}} \cdot 0.99 = 224.96$$

Температура потоку на виході, в К

$$T_3 = T_2 + \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{(k_K - 1) \cdot (c_2^2 - c_3^2)}{2 \cdot k_K \cdot R_{II}} = \frac{(1.393 - 1) \cdot (256.04^2 - 224.961^2)}{2 \cdot 1.393 \cdot 287.4} = 7.338$$

$$T_3 = T_2 + \Delta T = 337.957 + 7.338 = 345.296$$

Тиск на виході з дифузору, в кПа

$$p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3 - 1}{n_3}}$$

де $n_3 = 1.95$ - показник політропи процесу стиску в дифузорі; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $n_3 = (1.9 \dots 2.0)$

$$p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3 - 1}{n_3}} = 150.288 \cdot \left(\frac{345.296}{337.957} \right)^{\frac{1.95 - 1}{1.95}} = 151.869$$

Щільність повітря на виході, в кг/м³

$$\rho_3 = \frac{p_3 \cdot 10^3}{R_{II} \cdot T_3} = \frac{151.869 \cdot 10^3}{287.4 \cdot 345.296} = 1.53$$

Перевірка величини зміни відносної щільності

$$\rho_{32.в} = \frac{\rho_3}{\rho_2} = \frac{1.53}{1.547} = 0.989$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %

$$\Delta\rho_{32.в} = \frac{|\rho_{32.в.пр} - \rho_{32.в}|}{\rho_{32.в.пр}} \cdot 100 = \frac{|0.989 - 0.989|}{0.989} \cdot 100 = 4.463 \times 10^{-3}$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta\rho_{32.в}] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Втрати у щілинному дифузорі, в Дж/кг

$$L_{r3} = R_{\Pi} \cdot a \cdot (T_3 - T_2)$$

$$a = \left[\frac{k_K}{(k_K - 1)} - \frac{n_3}{(n_3 - 1)} \right] = \frac{1.393}{1.393 - 1} - \frac{1.95}{1.95 - 1} = 1.491$$

$$L_{r3} = R_{\Pi} \cdot a \cdot (T_3 - T_2) = 287.4 \cdot 1.491 \cdot (345.296 - 337.957) = 3.145 \times 10^3$$

Ступінь підвищення тиску у щілинному дифузорі

$$\pi_3 = \frac{p_3}{p_2} = \frac{151.869}{150.288} = 1.011$$

Адіабатний ККД щілинного дифузору

$$\eta_{3.ад} = \frac{\left(\frac{k_K - 1}{k_K} \right)}{\left(\frac{n_3 - 1}{n_3} \right)} = \frac{1.011 \frac{1.393 - 1}{1.393} - 1}{1.011 \frac{1.95 - 1}{1.95} - 1} = 0.579$$

3.2.7 Розрахунок лопатевого дифузору

Зовнішній діаметр лопатевого дифузору, в м

$$D_4 = D_{4.в} \cdot D_2$$

де $D_{4.в} = 1.6$ - відносна величина зовнішнього діаметру лопатевого дифузору; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $D_{4.в} = (1,4...1,8)$

$$D_4 = D_{4.в} \cdot D_2 = 1.6 \cdot 0.11 = 0.176$$

або в мм $D_4 \cdot 10^3 = 176$

Ширина дифузору на виході, в м

$$b_4 = b_3 + \delta b$$

де $\theta = 0^\circ$ - кут розкриття дифузору в меридіальній площині; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $\Theta = (0...6)^\circ$

$$\delta b = \frac{1}{2} \cdot (D_4 - D_3) \cdot \tan\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \frac{1}{2} \cdot (0.176 - 0.121) \cdot \tan\left(0 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0$$

$$b_4 = b_3 + \delta b = 4.987 \times 10^{-3} + 0 = 4.987 \times 10^{-3}$$

або в мм $b_4 \cdot 10^3 = 4.987$

Кут потоку на вході в дифузор, в $^\circ$

$$\alpha_3 = \alpha_2 + \Delta\alpha_{23}$$

де $\Delta\alpha_{23} = 0^\circ$ - величина зміни кута потоку; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $\Delta\alpha_{23} = (0...3)^\circ$

$$\alpha_3 = \alpha_2 + \Delta\alpha_{23} = 21.24 + 0 = 21.24$$

Кут виходу потоку, в °

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \Delta\alpha_{34}$$

де $\Delta\alpha_{34} = 12^\circ$ - величина зміни кута потоку; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $\Delta\alpha_{34} = (10...18)^\circ$

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \Delta\alpha_{34} = 21.24 + 12 = 33.24$$

Крок лопаток на вході, в м

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_d} = \frac{\pi \cdot 0.121}{13} = 0.029$$

або в мм $t_3 \cdot 10^3 = 29.241$

Коефіцієнт загромадження перетину на вході

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3}{t_3}$$

де $\delta_3 = 0.002$ м - товщина лопаток на вході; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $\delta_3 = (0.0015...0.0025)$ м

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3}{t_3} = 1 - \frac{2 \times 10^{-3}}{0.029} = 0.932$$

Прохідний перетин на вході в дифузор, в м²

$$f_3 = \pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \tau_3 \cdot a'$$

$$a' = \sin\left(\alpha_3 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \sin\left(21.24 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.362$$

$$f_3 = \pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \tau_3 \cdot a' = \pi \cdot 0.121 \cdot 4.987 \times 10^{-3} \cdot 0.932 \cdot 0.362 = 6.398 \times 10^{-4}$$

Швидкість потоку на вході в дифузор, в м/с

$$c_{3д} = \frac{G_k}{f_3 \cdot \rho_3} = \frac{0.242}{6.398 \times 10^{-4} \cdot 1.53} = 246.868$$

Крок лопаток на виході, в м

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{z_d}$$

де $\delta_4 = 0.015$ м - товщина лопаток на виході із дифузору; згідно [1, ст 25]
вибирається з діапазону $\delta_4 = (0.015 \dots 0.025)$ м

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{z_d} = \frac{\pi \cdot 0.176}{13} = 0.043$$

або в мм $t_4 \cdot 10^3 = 42.532$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4}{t_4} = 1 - \frac{0.015}{0.043} = 0.647$$

Прохідний перетин на виході, в м²

$$f_4 = \pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \tau_4 \cdot a''$$

$$a'' = \sin\left(\alpha_4 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \sin\left(33.24 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.548$$

$$f_4 = \pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \tau_4 \cdot a'' = \pi \cdot 0.176 \cdot 4.987 \times 10^{-3} \cdot 0.647 \cdot 0.548 = 9.784 \times 10^{-4}$$

Дифузорність каналів лопаткового дифузору

$$f_d = \frac{f_4}{f_3} = \frac{9.784 \times 10^{-4}}{6.398 \times 10^{-4}} = 1.529$$

Коефіцієнти безрозмірного рівняння збереження енергії

$$\sigma = \frac{(k_K - 1) \cdot c_{3Д}^2}{2 \cdot k_K \cdot R_{II} \cdot T_3} = \frac{(1.393 - 1) \cdot 246.868^2}{2 \cdot 1.393 \cdot 287.4 \cdot 345.296} = 0.087$$

$$q = \left(\frac{1}{f_D} \right)^2 = \left(\frac{1}{1.529} \right)^2 = 0.428$$

$$m = \frac{2}{n_4 - 1}$$

де $n_4 = 1.65$ - показник політропи процесу стиску в лопатковому дифузори; згідно [1, ст 25] вибирається з діапазону $n_4 = (1,6 \dots 1,7)$

$$m = \frac{2}{n_4 - 1} = \frac{2}{1.65 - 1} = 3.077$$

Ступінь підвищення температури в дифузори.

Для визначення даного показника, задамося його значенням, в першому наближенні $\beta = 1.000$

На основі заданої величини, шляхом послідовних наближень знайдемо таке рішення наступного рівняння, при якому воно дорівнює 0

В нашому випадку:

$$\beta = 1.0552195$$

$$\frac{\beta - 1}{\sigma} + \frac{q}{\beta^m} - 1 = \frac{1.055 - 1}{0.087} + \frac{0.428}{1.055^{3.077}} - 1 = -0$$

Висновок: Таким чином, в результаті проведених розрахунків, отримане значення ступеня підвищення температури в дифузори співпадає із заданим на початку розрахунку. Розрахунок можна продовжити далі.

Температура повітря на виході, в К

$$T_4 = \beta \cdot T_3 = 1.055 \cdot 345.296 = 364.363$$

Швидкість потоку на виході з дифузору, в м/с

$$c_4 = c_{3д} \cdot \sqrt{1 - \frac{\beta - 1}{\sigma}} = 246.868 \cdot \sqrt{1 - \frac{1.055 - 1}{0.087}} = 148.672$$

Тиск повітря на виході, в кПа

$$p_4 = p_3 \cdot \beta^{\frac{n_4}{n_4 - 1}} = 151.869 \cdot 1.055^{\frac{1.65}{1.65 - 1}} = 174.07$$

Щільність повітря, в кг/м³

$$\rho_4 = \frac{10^3 \cdot p_4}{R_{\Pi} \cdot T_4} = \frac{10^3 \cdot 174.07}{287.4 \cdot 364.363} = 1.662$$

Втрати в лопатевому дифузори, Дж/кг

$$L_{r4} = R_{\Pi} \cdot a \cdot (T_4 - T_3)$$

$$a_1 = \left(\frac{k_K}{k_K - 1} - \frac{n_4}{n_4 - 1} \right) = \frac{1.393}{1.393 - 1} - \frac{1.65}{1.65 - 1} = 1.005$$

$$L_{r4} = R_{\Pi} \cdot a \cdot (T_4 - T_3) = 287.4 \cdot 1.491 \cdot (364.363 - 345.296) = 8.172 \times 10^3$$

Ступінь підвищення тиску в лопатевому дифузори

$$\pi_4 = \frac{p_4}{p_3} = \frac{174.07}{151.869} = 1.146$$

Адіабатний ККД лопатевого дифузору

$$\eta_{4.ад} = \frac{\left(\frac{k_K - 1}{k_K} \right)}{\left(\frac{n_4 - 1}{n_4} \right)} = \frac{1.146 \cdot \frac{1.393 - 1}{1.393} - 1}{1.146 \cdot \frac{1.65 - 1}{1.65} - 1} = 0.711$$

3.2.8 Розрахунок збірної завитки

Температура потоку на виході з компресора, в К

$$T_5 = T_4 + \Delta T$$

де $c_5 = 65$ м/с - приймаємо величину швидкості потоку на виході з компресора; згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $c_5 = (50...80)$ м/с

$$\Delta T = \frac{(k_K - 1) \cdot (c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot k_K \cdot R_{II}} = \frac{(1.393 - 1) \cdot (148.672^2 - 65^2)}{2 \cdot 1.393 \cdot 287.4} = 8.777$$

$$T_5 = T_4 + \Delta T = 364.363 + 8.777 = 373.139$$

Тиск на виході, в кПа

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$$

де $n_5 = 1.95$ - показник політропи процесу стиску в збірному завитку; згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $n_5 = (1,9...2,0)$

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}} = 174.07 \cdot \left(\frac{373.139}{364.363} \right)^{\frac{1.95}{1.95 - 1}} = 182.785$$

Щільність повітря на виході, в кг/м³

$$\rho_5 = \frac{10^3 \cdot p_5}{R_{II} \cdot T_5} = \frac{10^3 \cdot 182.785}{287.4 \cdot 373.139} = 1.704$$

Прохідний перетин вихідного патрубку, в м²

$$f_5 = \frac{G_K}{c_5 \cdot \rho_5} = \frac{0.242}{65 \cdot 1.704} = 2.182 \times 10^{-3}$$

Втрати у вихідному пристрої, в Дж/кг

$$L_{r5} = R_{\Pi} \cdot a \cdot (T_5 - T_4)$$

$$a = \left(\frac{k_K}{k_K - 1} - \frac{n_5}{n_5 - 1} \right) = 1.491$$

$$L_{r5} = R_{\Pi} \cdot a \cdot (T_5 - T_4) = 287.4 \cdot 1.491 \cdot (373.139 - 364.363) = 3.762 \times 10^3$$

Ступінь підвищення тиску в завитку

$$\pi_5 = \frac{p_5}{p_4} = \frac{182.785}{174.07} = 1.05$$

Адіабатний ККД завитка

$$\eta_{5.ад} = \frac{\left(\frac{k_K - 1}{k_K} \pi_5 - 1 \right)}{\left(\frac{n_5 - 1}{n_5} \pi_5 - 1 \right)} = \frac{1.05 \frac{1.393 - 1}{1.393} - 1}{1.05 \frac{1.95 - 1}{1.95} - 1} = 0.576$$

3.2.9 Розрахунок параметрів стиснутого повітря і ККД компресора
Температура загальмованого потоку на виході, в К

$$T_K = T_5 + \frac{(k_K - 1) \cdot c_5^2}{2 \cdot k_K \cdot R_{\Pi}} = 373.139 + \frac{(1.393 - 1) \cdot 65^2}{2 \cdot 1.393 \cdot 287.4} = 375.213$$

Тиск загальмованого потоку, в кПа

$$p_K = p_5 \cdot \left(\frac{T_K}{T_5} \right)^{\frac{k_K}{k_K - 1}} = 182.785 \cdot \left(\frac{375.213}{373.139} \right)^{\frac{1.393}{1.393 - 1}} = 186.412$$

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_0 - \Delta p_k} = \frac{186.412}{101.3 - 4} = 1.916$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta \pi_k = \frac{|\pi_k - \pi_k|}{\pi_k} \cdot 100 = \frac{|1.85 - 1.916|}{1.85} \cdot 100 = 3.562$$

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

Питома адіабатна робота компресора, в Дж/кг

$$L_{k.ad} = R_{\Pi} \cdot T_0 \cdot a$$

$$a = \frac{k_k}{k_k - 1} \cdot \left(\pi_k^{\frac{k_k - 1}{k_k}} - 1 \right) = \frac{1.393}{1.393 - 1} \cdot \left(1.916^{\frac{1.393 - 1}{1.393}} - 1 \right) = 0.714$$

$$L_{k.ad} = R_{\Pi} \cdot T_0 \cdot a = 287.4 \cdot 293 \cdot 0.714 = 6.009 \times 10^4$$

Сумарна енергія на подолання опорів, в Дж/кг

$$L_{TK} = \sum \begin{pmatrix} L_{r.BX} \\ L_r \\ L_{r3} \\ L_{r4} \\ L_{r5} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 215.101 \\ 7.392 \times 10^3 \\ 3.145 \times 10^3 \\ 8.172 \times 10^3 \\ 3.762 \times 10^3 \end{pmatrix} = 2.269 \times 10^4$$

Допоміжний коефіцієнт для визначення показника політропи в компресорі

$$m_k = \frac{k_k}{k_k - 1} - \frac{L_{TK}}{R_{\Pi} \cdot (T_k - T_0)} = \frac{1.393}{1.393 - 1} - \frac{2.269 \times 10^4}{287.4 \cdot (375.213 - 293)} = 2.584$$

Показник політропи стиску повітря в компресорі

$$n_k = \frac{m_k}{m_k - 1} = \frac{2.584}{2.584 - 1} = 1.631$$

Робота компресора при політропному стиску, в Дж/кг

$$L_{п.к} = R_{п} \cdot T_0 \cdot a$$

$$a = \frac{n_k}{n_k - 1} \cdot \left(\pi_k^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1 \right) = \frac{1.631}{1.631 - 1} \cdot \left(1.916^{\frac{1.631 - 1}{1.631}} - 1 \right) = 0.739$$

$$L_{п.к} = R_{п} \cdot T_0 \cdot a = 287.4 \cdot 293 \cdot 0.739 = 6.225 \times 10^4$$

Адіабатний ККД компресора

$$\eta_{к.ад} = \frac{L_{к.ад}}{L_{п.к} + L_{тк}} = \frac{60092.348}{62252.76 + 22685.79} = 0.707$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta \eta_{к.ад} = \frac{|\eta_k - \eta_{к.ад}|}{\eta_k} \cdot 100 = \frac{|0.72 - 0.707|}{0.72} \cdot 100 = 1.739$$

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

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано особливості будови та роботи систем наддуву, а також умови навантажень в циліндрі двигуна. Під час розгляду виявлено проблеми щодо сумісної роботи двигуна та агрегату наддуву з газовим зв'язком на перехідних режимах та зазначено проблему появи турболям.

Для вирішення зазначеної проблеми запропоновано конструкторське рішення що передбачає замінити тип приводу компресору на електричний. Визначено геометричні параметри проточної частини компресора та параметри робочого тіла. Оцінено ефективність запропоновано рішення та зроблено аналіз шляхом порівняння з іншими варіантами рішень.

					ПННІ НУК 142.44.25.25.ПЗ	Аркуш
						90
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

По характеру впливу компонентів, що містяться у ВГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I-а група це речовини, не суттєвого шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

II-а група CO – окис вуглецю чи чадний газ.

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

IV-а група, це вуглеводні (головним чином з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів серед яких: алкени, алкадієни, циклани, а також ароматичні з'єднання та канцерогени.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

4.1.2 Заходи направлені на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище може бути реалізоване головним чином через вплив на процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна. Покращення екологічних показників дизеля можна здійснити за рахунок:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля;
- в) забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів;
- г) застосування високоякісних палив та присадок до них;
- д) забезпечити на дизелі нейтралізацію відпрацьованих газів;

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 180$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

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

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.7$ - 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

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.19 \cdot 180 \cdot 1.7 \cdot 14.45 = 840.123$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{840.123}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.7 \cdot 14.45} \right) = 0.243$$

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;

$T_{\text{вг}} = 800$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{800}{273}} = 0.333$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.243}{0.333} = 0.729$$

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

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.294 \cdot 180}{3600} = 0.215$$

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

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{7.771 \cdot 180}{3600} = 0.389$$

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

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.995 \cdot 180}{3.6 \times 10^3} = 0.1$$

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

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.064 \cdot 180}{3.6 \times 10^3} = 0.053$$

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

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.444 \cdot 180}{3.6 \times 10^3} = 0.072$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.215 \\ 0.389 \\ 0.1 \\ 0.053 \\ 0.072 \end{pmatrix} = 0.828$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.215}{0.828} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.389}{0.828} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.1}{0.828} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.072}{0.828} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.053}{0.828} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

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.

При роботі ДВЗ, систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Серед них:

1) Пари палива та мастила.

Пари палива й олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань дихальних шляхів.

2) Пожежна безпека.

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрانتя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами. Крім того висока температура відкритих частин двигуна здатна заподіяти людині шкоду, у вигляді опіків.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку для людини при роботі з силовими установками є наявність електричного струму, що живить основне або допоміжне обладнання та устаткування.

4) Якість освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система освітлення призначена для забезпечення ефективного освітлення робочого місця.

5) Ефективність системи вентиляції.

Як результат порушення герметичності з'єднань деталей двигуна, в приміщенні моторного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки.

6) Шум та вібрація.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливаючи на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату.

Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас двигуна та викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

					ПННІ НУК 142.44.25.25.ПЗ	Аркуш
						95
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 4.1 - 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 $n_H = 2100 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 1700 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 180 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(2.1 \times 10^3 + 180^{0.55}) = 33.258$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.7 \times 10^3}{2.1 \times 10^3}\right) = -2.753$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 33.258 + -2.753 = 84.505$$

Отриманий в результаті розрахунку рівень шуму проектованого дизеля на номінальному режимі роботи, дещо перевищує значення встановленого санітарними нормами. Для зниження шкідливого впливу шуму необхідно передбачити певний комплекс робіт, направлений на його зниження, та захист обслуговуючого персоналу від його шкідливого впливу.

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.

Таблиця 4.2 - 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 $m = 950$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{2.1 \times 10^3}{60} = 35 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 2.1 \times 10^3 \cdot 180^{0.55} \cdot \frac{1 + 180}{950} = 6.959 \times 10^3$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{1.7 \times 10^3}{2.1 \times 10^3} \right) = -2.753$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{2.1 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{950}{180} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{6.959 \times 10^3}{1} + -2.753 \right) = 82.424$$

4.3 Висновки по розділу.

В даному розділі оцінено небезпеки що створює спроектований двигун під час експлуатації. Окрім шкідливих компонентів що містяться у відпрацьованих газах, окремо треба зазначити вплив вібрації та шуму від двигуна на навколишнє середовище. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна та запропоновано заходи щодо зниження їх шкідливого впливу. Оцінено небезпеки для обслуговуючого персоналу під час роботи та ремонту дизеля.

					ПННІ НУК 142.44.25.25.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		98

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 180 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 11/12,5 за рахунок вдосконалення конструкції нагнітача.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є стаціонарна електростанція на базі 6ЧН 11/12,5 (Д-260). Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Розраховано значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та величин складових зовнішнього теплового балансу. Аналіз результатів проектного двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи наддуву штатного дизельного двигуна, розглянуто її переваги та недоліки. Розглянуто та проаналізовано особливості будови та роботи систем наддуву, а також умови навантажень в циліндрі двигуна. Виявлено проблеми щодо сумісної роботи двигуна та агрегату наддуву з газовим зв'язком на перехідних режимах та зазначено проблему появи турболям. Запропоновано конструкторське рішення що передбачає заміну приводу компресору на електричний. Визначено геометричні параметри проточної частини компресора та параметри робочого тіла. Оцінено ефективність запропоновано рішення.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначено кількісні показники токсичних компонентів. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.25.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		99

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. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.

4. 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.

5. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

6. Система стандартів безпеки праці