

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення ефективності роботи дизельного двигуна для
автонавантажувача, потужністю 80 кВт, за рахунок застосування наддуву.
Прототип 4Ч 9,8/12,7

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22

_____ **Цабевський В.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ **ст. викладач**
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адм. 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)

«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Цабевському Віктору Вадимовичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективності роботи дизельного двигуна для автонавантажувача, потужністю 80 кВт, за рахунок застосування наддуву Прототип 4Ч 9,8/12,7»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 5.02.24 за № 9.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 10.05.24 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 4Ч 9,8/12,7, номінальною потужністю 57,4 кВт.

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

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення системи впуску.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення автонавантажувача (ГК), 2. Двигун 4Ч 9,8/12,7 (СК)

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

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «6» лютого 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	20.02.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	05.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.03.2024	
4.	Вдосконалення системи впуску	16.04.2024	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	23.04.2024	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	24.04.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	25.04.2023	
8.	Робота з кресленням схеми системи впуску	26.04.2024	
9.	Робота з складальним кресленням турбокомпресору	29.04.24	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	30.04.24	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	10.05.24	

Студент

_____ (підпис)

Цабевський В.В.

Керівник роботи

_____ (підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення ефективності роботи дизельного двигуна для автонавантажувача, потужністю 80 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 9,8/12,7, за рахунок застосування наддуву.

Розглянуто та описано об'єкт встановлення двигуна, яким є автонавантажувач «Балканкар». Також 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.

Розглянуто та описано систему впуску штатного двигуна, розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено потенційні можливості до форсування двигуна-прототипу за рахунок встановлення газотурбінного наддуву. Запропоновано рішення що передбачає модернізацію системи наповнення двигуна шляхом встановлення турбокомпресору. Виконано розрахунок геометричних параметрів проточної частини турбокомпресора та визначено параметри газового потоку. Оцінено ефективність запропонованих конструкторських рішень на покращення показників ефективності дизельного двигуна.

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

Ключові слова: автонавантажувач, дизельний двигун, робочий цикл, система наповнення, турбокомпресор, 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 an 80 kW forklift truck designed on the basis of the 4H 9.8/12.7 prototype engine by using supercharging.

The object of engine installation, which is the Balkankar forklift truck, is considered and described. The design and operation features of the prototype engine are also 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 intake system of a standard engine is considered and described, its advantages and disadvantages are considered. Potential opportunities for boosting the prototype engine by installing a gas turbine supercharger are identified. A solution is proposed that involves the modernization of the engine filling system by installing a turbocharger. The geometric parameters of the turbocharger flow part were calculated and the parameters of the gas flow were determined. The effectiveness of the proposed design solutions on improving the efficiency of a diesel engine is evaluated.

The problems of the harmful effects of the designed diesel engine on the environment during operation are described. Quantitative indicators of the emission of toxic components of the designed engine are determined. The main hazards that may 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: forklift truck, diesel engine, working cycle, filling system, turbocharger, 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	24
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	
2.2. Побудова індикаторної діаграми	
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ВПУСКУ	
3.1. Опис будови та роботи штатної системи впуску	
3.2. Опис та розрахунок пропонованого рішення щодо контролю засмічення системи впуску	
3.3 Розрахунок ЗШХ та трубопроводів	
3.3. Висновки по розділу	
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	
4.1. Захист навколишнього середовища	
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	
4.3 Висновок по розділу	

					ПННІ НУК 142.44.24.21.ПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						
Розробив	Цаде́вський				Пояснювальна записка			Лит.	Аркуш	Аркушів
Перевірів	Швець І.А.								6	
Н. Контр.	Швець І.А.				ПННІ НУК					
Затвердив.	Нестеренко									

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація автонавантажувач

Додаток 2 Специфікація двигун 4ЧН 9,8/12,7

Додаток 3 Специфікація турбокомпресор

					ПННІ НУК 142.44.24.21.ПЗ	Арку
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Головним завданням розвитку транспорту країни є необхідність створення потужних і економічних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), а також модернізація перебувають у провадженні двигунів з мета, поліпшення їх техніко-економічних показників.

Основним шляхом підвищення потужності і економічності двигунів, на сьогоднішній день, залишається застосування газотурбінного наддуву (ГТН). Технічна досконалість агрегатів системи ГТН, оптимальність настройки системи в цілому, багато в чому визначає експлуатаційні показники двигуна. Значна роль в цьому належить ефективності відцентрового компресора (ЦК).

Складний взаємозв'язок робочих процесів поршневої частини двигуна, газової турбіни і компресора, велике число конструктивних параметрів турбіни і компресора, що впливають на їх ефективність, призводять до значних витрат часу і коштів на експериментальну доведення проточної частини турбокомпресора на двигуні.

Необхідно відзначити, що доведення агрегатів наддуву на безмоторних стендах часто виявляється малоприматною через істотних відмінностей умов роботи в стаціонарному потоці газу в порівнянні з умовами роботи на двигуні. Це відноситься перш за все до турбіни. Тому необхідно ще на стадії проектування турбокомпресора вибирати оптимальну геометрію його проточної частини з урахуванням спільної роботи компресора, турбіни і власне двигуна.

Відповідно підвищення вихідних техніко-економічних показників двигуна без збільшення масо-габаритних параметрів є на сьогодні **актуальним завданням даної роботи.**

Мета роботи: полягає в тому, що в результаті планується вирішити питання щодо підвищення надійності роботи дизельного двигуна, потужністю 150 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 13/11,5 за рахунок покращення контролю засмічення системи впуску.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.21.ПЗ	Арку
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Завдання які планується вирішити в ході даної кваліфікаційної роботи:

- проаналізувати та описати будову двигуна прототипу, а також ознайомитись з принципом функціонування його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудувати індикаторну діаграму, значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати будову та принципи роботи системи наповнення штатного двигуна та надати рекомендації та пропозиції щодо її вдосконалення;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу двигуна щодо його впливу на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки що можуть виникнути під час експлуатації або обслуговуванні 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 системі наповнення двигуна, та їх вплив на надійність роботи двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є вивчення проблем пов'язаних з підвищенням ефективності системи впуску двигуна-прототипу, та пошуку шляхів що дозволять покращити вихідні показники двигуна завдяки реалізації конкретного конструкторського рішення.

Апробацію результатів дослідження планується здійснити на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2024» що проходила в квітні 2024 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 142.44.24.21.ПЗ	Арку
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОПИС БУДОВИ ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА УСТАНОВКИ ДЛЯ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

Дизельний болгарський автонавантажувач Балканкар «Рекорд-2» (Balkancar Record 2) - це універсальний навантажувач. Він застосовується для виконання багатьох видів вантажно - розвантажувальних робіт і з різними видами вантажу, а також для транспортування вантажів на близькі відстані встановлених на піддонах або в іншій тарі.

Дизельний автонавантажувач переважно застосовується для роботи на майданчиках з гладким і твердим покриттям (асфальт, бетон) або в добре вентильованих складських приміщеннях і заводських цехах. Також автонавантажувач широко застосовується для виконання вантажно-розвантажувальних робіт на залізничних станціях, морських портах, будівельних об'єктах і інших вантажно-розвантажувальних пунктах.



Рисунок 1.1 – Автонавантажувач Балканкар «Рекорд-2»

					ПННІ НУК 14.2.44.24.21.ПЗ	Арку
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Дизельний навантажувач Балканкар унікальна машина, що має гарні показники невисокої вартості та високої надійності. Він технічно простий в обслуговуванні і експлуатації. Має високі експлуатаційні та технічні характеристики, а також гарну довговічність та надійність.

Автонавантажувач "Балканкар» призначений для роботи в зоні з помірним кліматом, та з інтервалом температури навколишнього середовища від -25С° до + 35С°. Основні технічні характеристики навантажувача наведені нижче.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики автовантажника «Рекорд-2»

№ п/п	Найменування параметру	Значення
1	Вантажопідйомність, кг	3500
2	Висота підйому, мм	3300
3	Нормальний вільний хід, мм	120
4	Габаритні розміри: довжина до спинки вил, мм ширина, мм висота, мм	2735 1222 2250
5	Власна маса, кг	4800
6	Радіус повороту – зовнішній, мм	2440
7	Ширина робочого коридору при піддонах 1000 x 1200, мм	4290
8	Швидкість руху з вантажем, км / год	22
9	Швидкість підйому вантажу, м / сек	0,55
10	Трансмісія	гідродинамічн а передача
11	Двигун, дизельний типу	Д3900К
12	Потужність кВт	57,4
13	Оберти колінчастого валу, хв ⁻¹	2250
14	Шини	пневматичні

1.2 Опис двигуна-прототипу.

Двигун Д-3900 – дизельний, чотиритактний, без наддувний, з рідинною системою охолодження, та безпосереднім впорскуванням палива в циліндр.

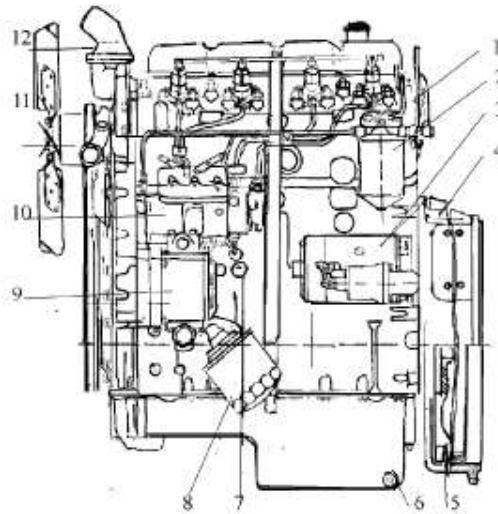


Рисунок 1.2 – Двигун Д3900К - вид з боку паливного насоса

1 - головка блоку циліндрів; 2 - паливний фільтр; 3 - стартер; 4 - картер маховика; 5 - маховик; 6 - пробка для зливу масла; 7 - датчик тиску масла; 8 - масляний фільтр; 9 -гідравлічний насос; 10 - паливний насос високого тиску; 11 - водяний насос; 12 - випускна труба для води.

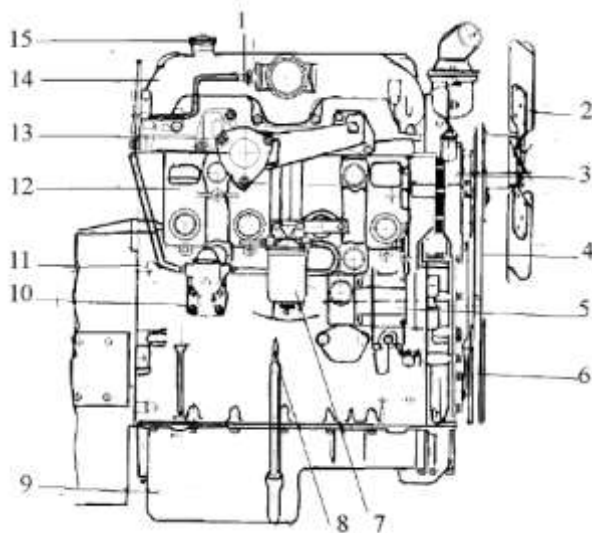


Рисунок 1.3 – Двигун Д3900К - вид зі сторони колекторів

1 - пусковий підігрівач; 2 - вентилятор; 3 - генератор; 4 - клиновий ремінь; 5 - гідравлічний насос; 6 - ремінний шків; 7 - фільтр-відстійник; 8 – масловимірювальний щуп; 9 - масляна ванна; 10 - паливний насос низького тиску; 11 - кран для зливу охолоджувальної рідини; 12 - блок циліндрів; 13 - випускний колектор; 14 - впускний колектор; 15 - маслозаливна горловина.

Блок циліндрів – вилитий з сірого чавуну моноблочної конструкції. У ньому запресовані циліндрові гільзи і вилиті порожнини для циркуляції охолоджуючої рідини. Спеціальні отвори, просвердлені в блоці, і утворюють частину масляної магістралі.

Кришки корінних підшипників, прикручені болтами, зафіксовані центр-втулками і позначені порядковими номерами. З лівого боку (якщо дивитися на двигун спереду) знаходяться отвори для підшипників розподільного валу, в першому з яких запресована підшипникова втулка. Безпосередньо над ними знаходиться отвір для штовхачів.

Головка загальна для всього блоку циліндрів. Вона вилита з сірого чавуну, в ній розташовані впускні і випускні канали і порожнини для охолоджуючої рідини. Ззаду порожнина для охолодження рідини закрита кришкою, а спереду – кожухом термостата.

З лівого боку головки (якщо дивитися на двигун спереду) встановлені впускний і випускний колектори. У головку встановлено клапанний механізм, закритий кришкою.

Повітряний фільтр призначений для очищення надходить в циліндри повітря. Будову повітряного фільтра сухого типу показано на Рисунку 1.4.

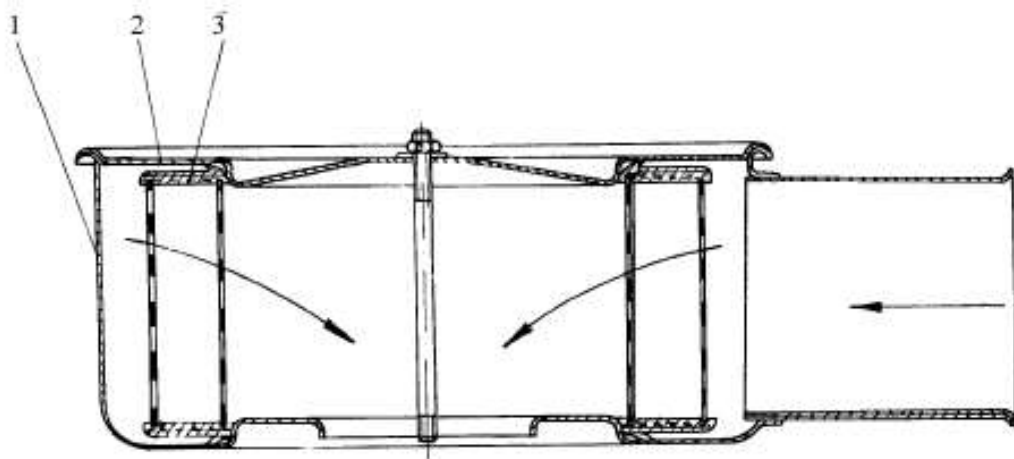


Рисунок 1.4 – Повітряний фільтр сухого типу

1 - корпус; 2 - кришка; 3 - фільтруючий елемент.

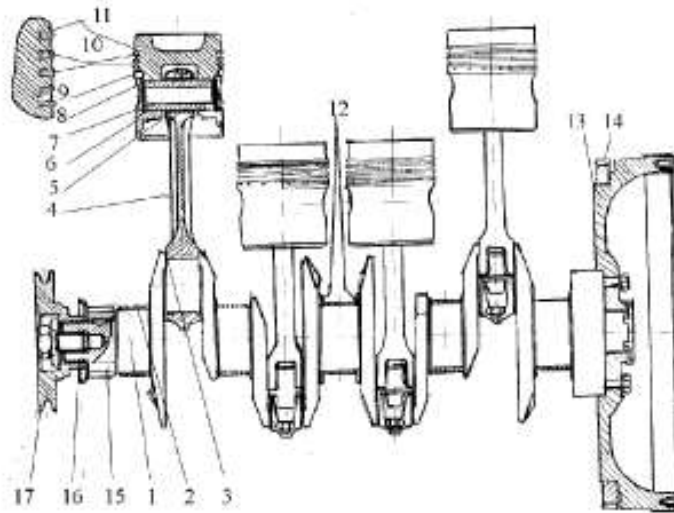


Рисунок 1.5 – Кривошипно-шатунний механізм

1 - колінчастий вал; 2 - вкладиш корінного підшипника; 3 - вкладиш шатунного підшипника; 4 - шатун; 5 – втулка підшипника; 6 - поршень; 7 - поршневий палець; 8 - запобіжне кільце; 9 - маслосборне кільце; 10 - компресійні кільця другого і третього каналів; 11 - компресійне кільце першого каналу; 12 - упорна шайба; 13 - маховик; 14 - зубчастий вінець; 15 - шестерня; 16 - маслосбійник; 17 - ремінний шків.

Поршні виготовляються з алюмінієвих сплавів високої міцності. Номери поршня, номер шатуна і номер вагової групи шатуна знаходяться з боку розподільного валу. Шатунно-поршнева група монтується так, щоб напис FRONT перебував з боку торця двигуна.

Поршні кільця встановлюються в канавки. Три компресійних і одне маслосборне кільце встановлюються у кожному з канавок в поршні. Поршні кільця виготовлені зі спеціального чавуну. Перше компресійне кільце хромоване. При монтажі поршневих кілець вони встановлюються розрізами на 180° один до одного в вертикальній площині, що проходить через вісь поршневого пальця.

Поршні пальці виготовлені з високоякісної конструкційної легированої сталі з цементацією і загартуванням. Палець – плаваючого типу. Складання поршня і пальця проводиться за допомогою селекції зовнішнього діаметра в групах, маркованих червоним і жовтим кольором. При розбиранні та складанні запобіжні кільця замінюються новими.

					ПННІ НУК 142.44.24.21.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

Шатуни виготовляються з високоякісної конструкційної сталі. У верхній головці шатуна запресована втулка підшипника. Канали в шатуні і його кришці, оберігають вкладиші підшипників від зсуву, знаходяться з однієї і тієї ж сторони. Шатуни виготовляються в чотирьох вагових групах. В одному двигуні можуть працювати шатуни однієї вагової групи.

Колінчастий вал штампований з високоякісної конструкційної сталі. Корінні і шатунні шийки загартовані. Подача масла до корінних підшипників здійснюється через спеціальні отвори в блоці циліндрів. Змащування шатунних підшипників здійснюється через отвори в колінчастому валі, що зв'язують корінні і шатунні шийки. Маркований зубець на шліцах колінчастого валу повинен збігатися з маркованою впадиною на шліцах пасових шківів. Аксиальне зміщення колінчастого валу обмежується упорним підшипником середньої корінної шийки.

Вкладиші (корінні та шатунні) виготовлені зі сталевих основи, на якій нанесено кілька шарів антифрикційного сплаву. При розбиранні та складанні колінчастого валу міняти місцями вкладиші не допускається. Вкладиші випускаються з нормальними розмірами і в трьох ремонтних розмірах.

Маховик вилитий з сірого чавуну, механічно оброблений і збалансований.

Маховик приєднаний до колінчастого валу за допомогою шести болтів, пригвинчених заданим крутним моментом. При правильному монтажі вільні отвори колінчастого валу і маховика повинні збігатися. На маховик напресований зубчастий вінець, з допомогою якого стартер повертає колінчастий вал і включає двигун.

Механізм газорозподілу складається з розподільного валу, штовхачів, штанг, вузла коромисел, клапанів і клапанних пружин. Розподільчий вал вилитий з високоякісного легированого чавуну. На розподільному валу виготовлені кулачки для впускних і випускних клапанів - по одному для кожного циліндра. Між кулачками клапанів третього і четвертого циліндрів знаходиться ексцентрик приводу паливного насоса низького тиску. На

					ПННІ НУК 142.44.24.21.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

передньому кінці розподільного валу встановлена шестерня. Осьова фіксація валу здійснюється упорною шайбою, що знаходиться між маточиною шестерні і першою підшипниковою шийкою валу. Контргайка притиснута картером розподільчої передачі до свого сидла в блоці циліндрів і зафіксована проти зміщення штифтом.

При обертанні розподільного валу за допомогою кулачків, штовхачів, штанг і коромисел долається опір клапанних пружин, і впускні клапани відкриваються в точно визначений момент на необхідний час. Оптимальні зазори, необхідні для нормальної безшумної роботи вузла коромисел, встановлюються за допомогою регулювальних гвинтів коромисел. За допомогою шестеренної передачі обертання від колінчастого валу отримують розподільний вал, паливний насос високого тиску, а в деяких випадках, і інші необхідні механізми (гідравлічні насоси, вакуумні насоси, компресори та ін.)

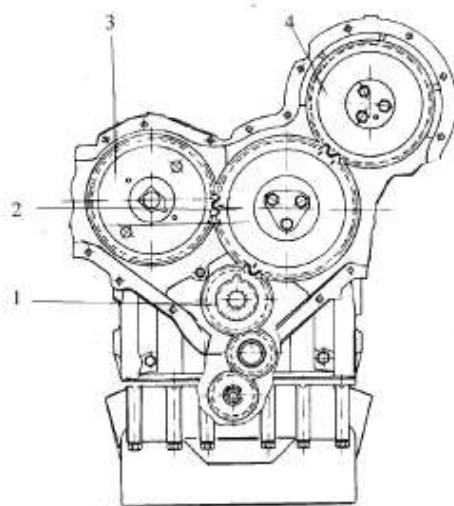


Рисунок 1.6 – Привід розподільного валу

1 - шестерня колінчастого валу; 2 - паразитна шестерня; 3 - шестерня розподільного валу; 4 - шестерня приводу паливного насоса високого тиску.

На шестірні колінчастого валу, паразитній шестірні, шестірні паливного насоса високого тиску і шестірні розподільного валу нанесені спеціальні маркування. Дотримання маркувань при зачепленні шестерень забезпечує синхронну роботу кривошипно-шатунного механізму, паливного насоса високого тиску і механізму газорозподілу. Шестеренна передача розміщена в

картері на блоці циліндрів. Між кришкою картера і колінчастим валом встановлено манжетне ущільнення. Центрування двигуна проводиться поворотом колінчастого валу до установки першого поршня в ВМТ - такт стиснення. У такому положенні маркування на шестернях повинні збігатися.

Система мащення – комбінованого типу: до основних вузлів тертя масло подається під тиском, до інших – розбризкуванням.

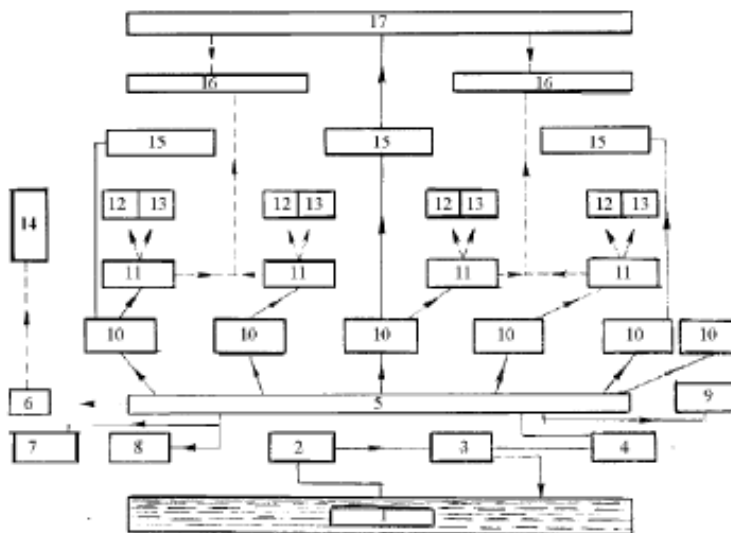


Рисунок 1.7 – Схема системи змащення

_____ подача масла під тиском;

----- подача масла розбризкуванням

1 - маслоприймач; 2 - масляний насос; 3 - запобіжний клапан; 4 - масляний фільтр; 5 - головна масляна магістраль; 6 - вісь паразитного шестерні; 7 - вакуумний насос; 8 - паливний насос високого тиску; 9 - датчик манометра; 10 - корінні підшипники; 11 - шатунні підшипники; 12 - циліндри; 13 - підшипники в малій голівці шатуна; 14 - привід розподільного валу; 15 - підшипники розподільного валу; 16 - штовхачі; 17 - механізм коромисел; 18 - турбокомпресор.

До кришки головки блоку циліндрів прикріплений сапун, за допомогою якого тиск в картері двигуна вирівнюється з атмосферним. Кількість масла в масляній ванні перевіряється масловимірним щупом, на якому відзначені мінімальний і максимальний рівень.

Масляний насос - шестеренного типу. Редукційний клапан спрацьовує при тиску 0,35-0,45 МПа. Масляний фільтр тонкого очищення – повнопоточковий, з паперовим фільтруючим елементом. У фільтр встановлений клапан, що

відкривається при засміченні фільтруючого елемента. У систему вмонтований датчик, що стежить за тиском масла.

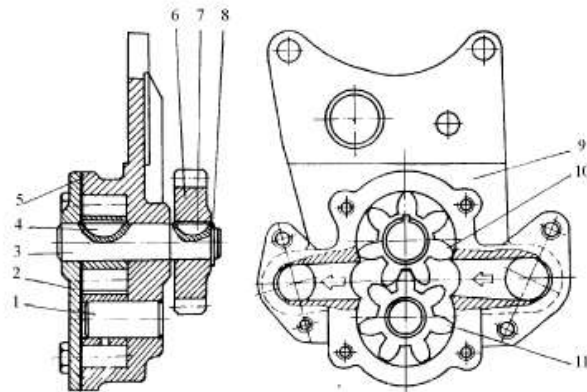


Рисунок 1.8 – Масляний насос

1 - вісь; 2 - кришка; 3 - вал; 4 - шпонка; 5 - ущільнення; 6 - шестерня; 7 - шпонка; 8 - запобіжне кільце; 9 - корпус насоса; 10 - ведуча шестерня; 11 - ведена шестерня.

Система охолодження двигуна - примусова, рідинна. Вона складається з водяного насоса з вентилятором, порожнин для охолоджуючої рідини в блоці циліндрів (водяний сорочки), радіатора і трубних з'єднань. У систему включений термостат. Температура охолоджуючої рідини контролюється термометром. Злив рідини з системи здійснюється через краники блоку циліндрів і радіатора.

Двигун працює нормально при температурі охолоджуючої рідини 83 – 95°C. Водяний насос двигуна - відцентрового типу. Він прикріплений до передньої частини блоку циліндрів.

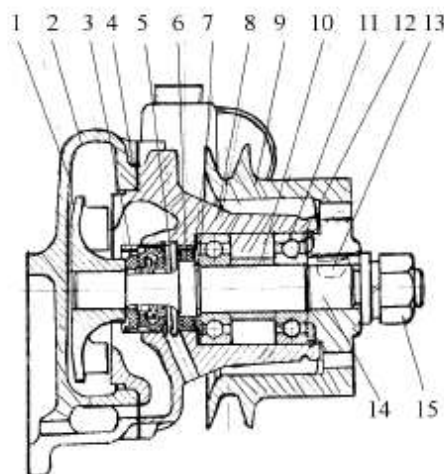


Рисунок 1.9 – Водяний насос

1 - робоче колесо; 2 - задній корпус; 3 - торцеве ущільнення; 4 - ущільнення; 5 - фіксатор; 6 - ущільнення; 7 - фланець; 8 - передній корпус; 9 - ремінний шків; 10 - розпірна втулка; 11 - шарикопідшипники; 12 - запобіжне кільце; 13 - сегментна шпонка; 14 - вал; 15 - гайка.

До ремінного шківа болтами прикріплений вентилятор. Водяний насос і вентилятор отримують рух від ремінного шківа колінчастого валу за посередництвом ременя. Натяг ременя регулюється шляхом зміщення генератора.

Термостат автоматично регулює температуру охолоджуючої рідини при включеному двигуні. Він монтований в кожух в передній частині головки блоку циліндрів. При холодному двигуні термостат перешкоджає протіканню охолоджуючої рідини через радіатор, і двигун швидко досягає оптимальної робочої температури. Термостат починає пропускати рідину до радіатора при температурі за 80°C. При температурі 90°C термостат повністю відкритий.

Система живлення складається з паливного бака, фільтра-відстійника, паливного насоса низького тиску, паливного фільтра, паливного насоса високого тиску, форсунок і трубопроводів.

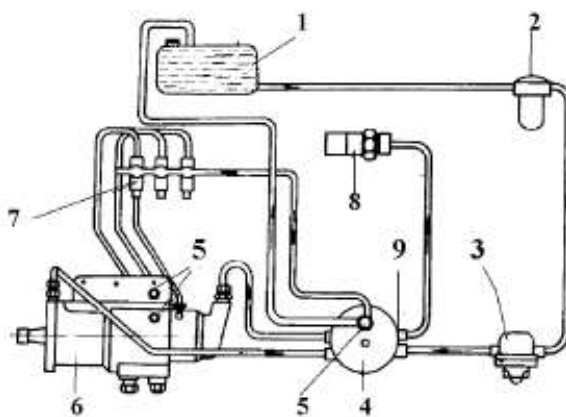


Рисунок 1.10 Схема системи живлення

1 - бак; 2 - фільтр-відстійник; 3 - паливний насос низького тиску; 4 - паливний фільтр; 5 - болт для видалення повітря; 6 - паливний насос високого тиску; 7 - форсунки; 8 - пусковий підігрівач; 9 - клапан.

Паливний насос низького тиску, мембранного типу, змонтований з правого боку блоку циліндрів. Він приводиться в дію за допомогою ексцентрика розподільного валу. Насос оснащений важелем для ручної підкачки палива, за

допомогою якого видаляється повітря з системи живлення. Якщо в момент вимкнення двигуна ексцентрик знаходиться в положенні максимальної подачі, підкачка палива вручну неможлива. В цьому випадку слід повернути колінчастий вал двигуна на один оборот і лише тоді почати роботу.

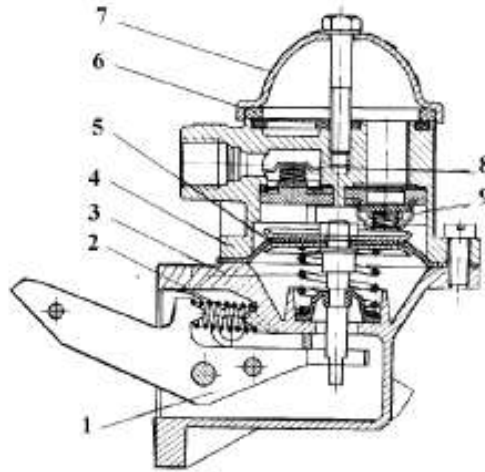


Рисунок 1.11 – Паливний насос низького тиску

1 - важіль; 2 - пружини; 3 - корпус; 4 - головка; 5 - мембрана; 6 - ущільнення; 7 - кришка; 8 - нагнітальний клапан; 9 - впускний клапан.

Фільтр-відстійник призначений для очищення палива від грубих механічних включень і затримки води.

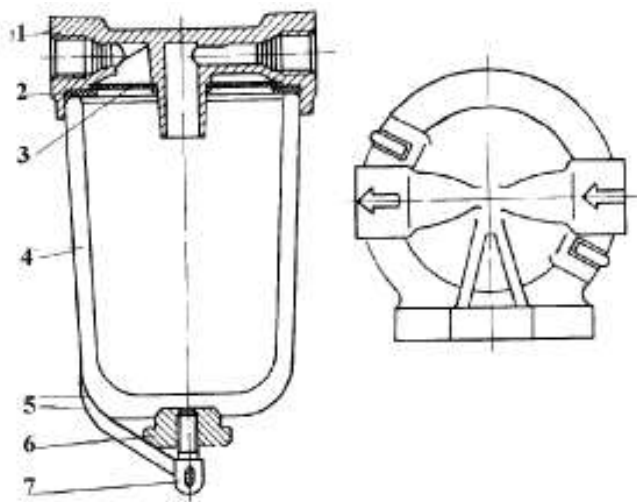


Рисунок 1.12 – Фільтр-відстійник

1 - корпус; 2 - гумове ущільнення; 3 - сітчастий фільтр; 4 - стакан; 5 - скоба; 6 - гайка; 7 - гвинт.

Паливний фільтр забезпечує необхідний ступінь очищення палива, що надходить в паливний насос високого тиску. У ньому встановлено паперовий фільтруючий елемент.

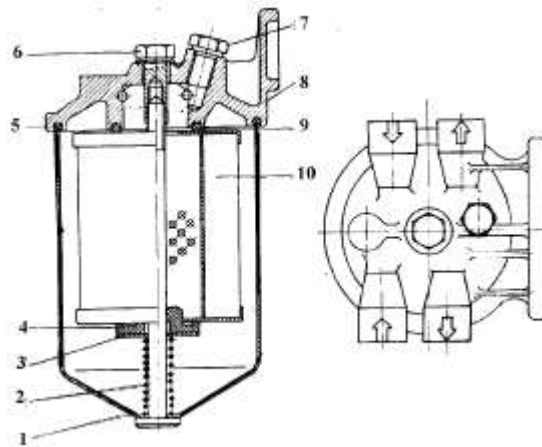


Рисунок 1.13 – Паливний фільтр

1 - корпус з болтом; 2 - пружина; 3 - кільце; 4, 5, 9 - ущільнення; 6 - спеціальний болт; 7 - болт для видалення повітря; 8 - кришка; 10 - фільтруючий елемент.

Паливний насос високого тиску типу «Мефін» - розподільного типу, з механічним регулятором.

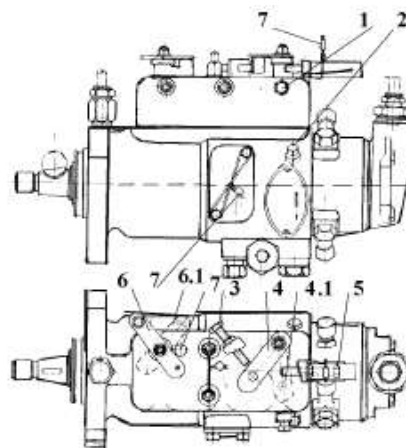


Рисунок 1.14 – Паливний насос високого тиску

1,2 - пробки для видалення повітря; 3 - болт установки мінімальних оборотів; 4 - важіль подачі палива в положенні «найменша подача»; 4.1 - в положенні «найбільша подача»; 5 - болт установки максимальних обертів; 6 – важіль вимикання в робочому положенні; 6.1 - в положенні «стоп»; 7 - плomba.

Нагнітання палива здійснюється прецензійною парою (втулка-плунжер). Зупинка двигуна проводиться поворотом дозуючого клапана в положення, при

якому подача палива зупиняється. Момент початку уприскування визначається автоматично регулятором, вбудованим в насос.

Форсунки здійснюють впорскування палива в циліндри двигуна. Вони монтовані в головку блоку циліндрів за допомогою шпильок і гайок. Як ущільнення між торцями форсунок використовуються мідні шайби. Регулювання тиску уприскування проводиться на стенді.

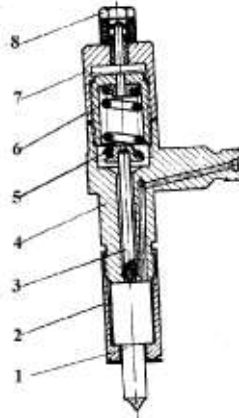


Рисунок 1.15 – Форсунка

1 - розпилювач; 2 - гайка; 3 - штанга; 4 - корпус; 5 - пружина; 6 - регулююча кришка; 7 - кришка; 8 – болт

Електрозабезпечення побудовано за однопровідною схемою. Другим провідником служать металеві частини двигуна.

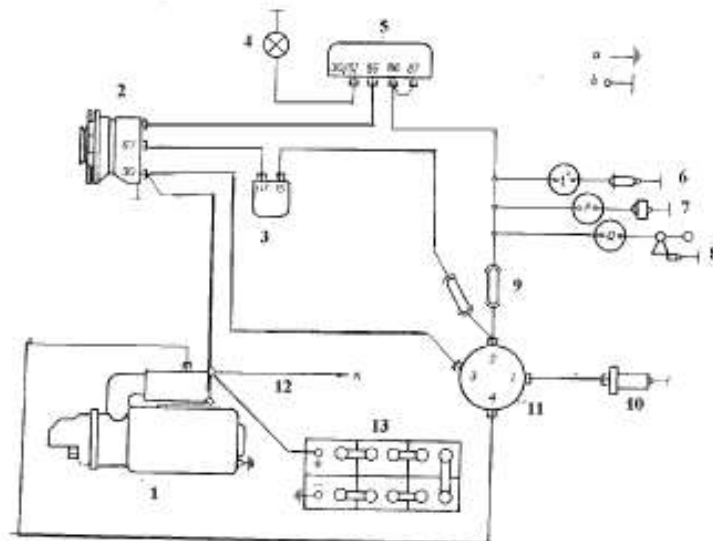


Рисунок 1.16 – Електрична схема з генератором Г-221

а - з'єднання на «масу» проводом; в - з'єднання на «масу» через корпус.

1 - стартер; 2 - генератор; 3 - регулятор напруги; 4 - сигнальна лампа зарядки, 12В/3Вт; 5 - реле зарядки; 6 - термометр; 7 - манометр; 8 - показчик рівня палива; 9 - запобіжники 8А; 10 - пусковий підігрівач; 11 - вимикач ПКД; 12 - провід до споживача; 13 - акумулятор 12В.

Генератор змінного струму 12В/53А - трифазна дванадцяти полюсна синхронна електрична машина з вбудованим випрямлячем струму для номінальної напруги 12В. Ротор генератора приводиться в рух від шківа колінчастого валу за допомогою клинового паса.

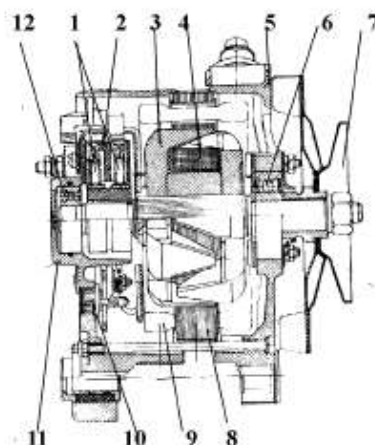


Рисунок 1.17 – Генератор Г 221

1 - щітки; 2 - щікотримач; 3 - ротор; 4 - роторна обмотка; 5 - передня кришка; 6 - передній підшипник; 7 - ремінний шків; 8 - статорна обмотка; 9 - статор; 10 - напівпровідниковий діод; 11 - задня кришка; 12 – задній підшипник.

Стартер 12В/2,9кВт являє собою чотириполісний електродвигун постійного струму, призначений для короткочасної роботи.

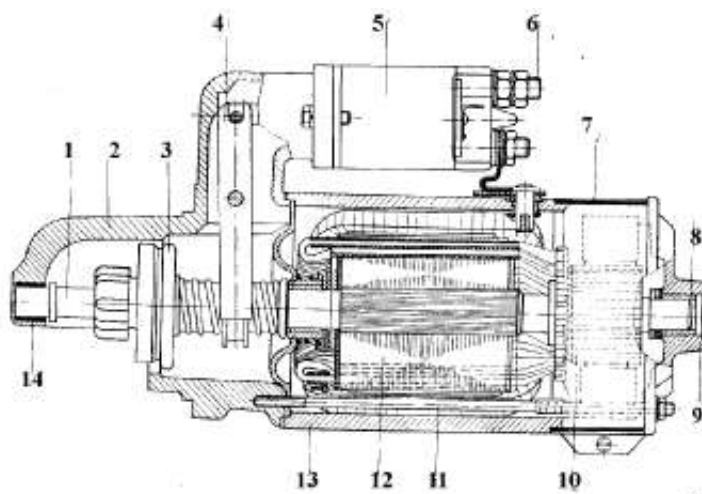


Рисунок 1.18 – Стартер

1 - вал; 2 - кронштейн; 3 - муфта вільного ходу; 4 - вилка зачеплення; 5 – реле приводного механізму; 6 - клеми; 7 - захисна стрічка; 8, 14 - підшипник; 9 - щит з щіткотримачами і щітками; 10 - колектор; 11 - шпильки; 12 - якір; 13 - статор; 14 - підшипник.

Включення стартера – одноступеневе і проводиться за допомогою електромагніту, приєднаного до статора. Пусковий підігрівач є допоміжним пристроєм для запуску двигуна в холодну погоду. Він монтується у впускному колекторі, і до нього надходить паливо із системи живлення і електричний струм з акумуляторної батареї.

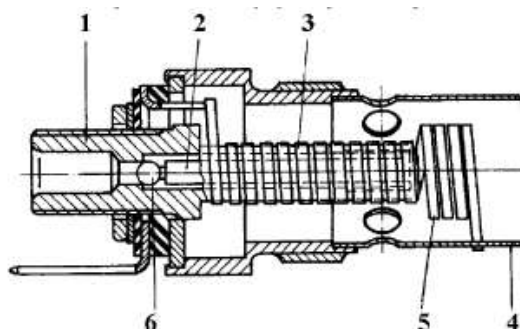


Рисунок 1.19 – Пусковий підігрівач

1 - корпус; 2 - стрижень клапана; 3 - спіраль розжарювання; 4 - кожух; 5 - спіраль запалювання; 6 - кульковий клапан.

1.3 Висновки по розділу.

В ході роботи над даним розділом, було вивчено та розглянуто функціональне призначення об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є самохідний автонавантажувач «Балканкар» на базі дизельного двигуна Д-3900, та описано задачі які він має вирішувати під час роботи.

Окремо детально розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості щодо форсування двигуна-прототипу з отриманням високих техніко-економічних показників без зниження показників надійності та довговічності його роботи.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 80$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 2500$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 17$
Число циліндрів	$i = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.8$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 145$
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	$\Delta T = 20$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 155$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 770$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.5$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.84$
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]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{145}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 335.2$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

де $\Delta T_{int} = 0$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 335.2 - 0 = 335.2$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 0$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 145 - 0 = 145$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.925$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.925 \cdot 145 = 134.125$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 20}{770} \cdot \frac{155}{17 \cdot 134.125 - 155} = 0.03$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03 \dots 0,06)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 20 + 0.03 \cdot 770}{1 + 0.03} = 326.16$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310 \dots 400)$ К, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_b} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{134.125}{145} \cdot \frac{335.179}{326.159 \cdot (1 + 0.03)} = 0.981$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80 \dots 0,98)$, 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;

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{145 \cdot 10^3}{287 \cdot 335.179} = 1.507$$

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

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.507 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.303$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.372$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 134.125 \cdot 17^{1.372} = 6541.625$$

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

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 326.16 \cdot 17^{1.37 - 1} = 935.74$$

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

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 935.743 = 22.348$$

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 згорання палива за формулою Менделєєва, в $\text{кДж} / \text{кг}$

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

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

Параметри робочого тіла

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

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

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

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

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

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

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

Кількість CO_2

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

Кількість H_2O

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

Кількість O_2

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

Кількість N_2

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

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

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

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

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

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,033...1,040)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.037 + 0.030}{1.000 + 0.030} = 1.036$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

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

$$b' = b = 0.00182$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 6541.625 = 9812.438$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00182 \cdot 1.03580 = 0.00188$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.624 \cdot 1.036 = 32.757$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.84 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.89 \cdot (1 + 0.03)} = 3.89 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.348 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 935.743 = 3.258 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 38901.689 + 32582.093 = 71483.783$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.757^2 + 4 \cdot 1.883 \times 10^{-3} \cdot 7.148 \times 10^4 = 1.611 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.757 + \sqrt{1611.345}}{2 \cdot 0.002} = 1961.197$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.036 \cdot 1.961 \times 10^3}{1.5 \cdot 935.743} = 1.447$$

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

$$\Delta\rho = \frac{\rho}{\varepsilon} = \frac{1.447}{17} = 0.085 \quad \text{або у \%} \quad \Delta\rho \cdot 100 = 8.513$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.447} = 11.746$$

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

$$n_2 = 1.223$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{9812.438}{11.746^{1.223}} = 482.269$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1961.197}{11.746^{1.223-1}} = 1132.227$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1132.227}{\sqrt[3]{\frac{482.269}{155}}} = 775.558$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 775.558|}{770} \cdot 100 = 0.722 \quad \%$$

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

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.447 - 1) = 0.671$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.5 \cdot 1.447}{1.223 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11.746^{1.223 - 1}} \right) = 4.115$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.372 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1.372 - 1}} \right) = 1.751$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{6541.625}{17 - 1} \cdot [0.671 + (4.115 - 1.751)] = 1240.68$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1240.68 = 1215.867$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{1.8 \cdot 14.317 \cdot 1215.867}{0.981 \cdot 42447.806 \cdot 1.507} = 0.499$$

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.499 \cdot 42447.806} = 0.17$$

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;

$s_{пр} = 0.127$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.127 \cdot 2500}{30} = 10.583 \text{ м/с} - \text{середня швидкість поршня};$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 10.583 = 212.883$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1215.867 - 212.883 = 1002.983$$

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

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1002.983}{1215.867} = 0.825$$

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.499 \cdot 0.825 = 0.412$$

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.412 \cdot 42447.806} = 0.206$$

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 $\frac{\text{кг}}{\text{год}}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.206 \cdot 80 = 16.474$$

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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{80 \cdot 10^3}{1002.983 \cdot 2500} = 3.829$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{3.829}{4} = 0.957$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.098$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.127}{0.098} = 1.296 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.957}{\pi \cdot 1.296}} = 97.972$$

$$\text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.098$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.296 \cdot 97.972 = 126.964$$

$$\text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.127$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 98 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 98 \cdot 10^{-3} = 0.098$$

хід поршня

$$s' = 127 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 127 \cdot 10^{-3} = 0.127$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.098^2 \cdot 0.127 \cdot 4}{4} \cdot 10^3 = 3.832$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \pi \cdot 10^3} = \frac{1002.983 \cdot 3.832 \cdot 2500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 80.068$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{80.068 + 80}{2} = 80.034$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|80.068 - 80|}{80.034} \cdot 100 = 0.085 \text{ \%,}$$

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

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.098^2}{4} \cdot 0.127 = 9.58 \times 10^{-4}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{9.58 \times 10^{-4}}{17 - 1} = 5.987 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 9.58 \times 10^{-4} + 5.987 \times 10^{-5} = 1.018 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 5.987 \times 10^{-5} \cdot 1.447 = 8.665 \times 10^{-5}$$

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.

$V(0) = 0.00006$	$p(0) = 134.125$	$V(180) = 0.00102$	$p(180) = 134.125$
$V(10) = 0.00007$	$p(10) = 134.125$	$V(190) = 0.00101$	$p(190) = 135.113$
$V(20) = 0.0001$	$p(20) = 134.125$	$V(200) = 0.001$	$p(200) = 138.153$
$V(30) = 0.00014$	$p(30) = 134.125$	$V(210) = 0.00097$	$p(210) = 143.487$
$V(40) = 0.0002$	$p(40) = 134.125$	$V(220) = 0.00093$	$p(220) = 151.557$
$V(50) = 0.00027$	$p(50) = 134.125$	$V(230) = 0.00088$	$p(230) = 163.071$
$V(60) = 0.00035$	$p(60) = 134.125$	$V(240) = 0.00082$	$p(240) = 179.124$
$V(70) = 0.00043$	$p(70) = 134.125$	$V(250) = 0.00076$	$p(250) = 201.405$
$V(80) = 0.00052$	$p(80) = 134.125$	$V(260) = 0.00068$	$p(260) = 232.561$
$V(90) = 0.0006$	$p(90) = 134.125$	$V(270) = 0.0006$	$p(270) = 276.858$
$V(100) = 0.00068$	$p(100) = 134.125$	$V(280) = 0.00052$	$p(280) = 341.414$
$V(110) = 0.00076$	$p(110) = 134.125$	$V(290) = 0.00043$	$p(290) = 438.607$
$V(120) = 0.00082$	$p(120) = 134.125$	$V(300) = 0.00035$	$p(300) = 590.961$
$V(130) = 0.00088$	$p(130) = 134.125$	$V(310) = 0.00027$	$p(310) = 841.365$
$V(140) = 0.00093$	$p(140) = 134.125$	$V(320) = 0.0002$	$p(320) = 1274.194$
$V(150) = 0.00097$	$p(150) = 134.125$	$V(330) = 0.00014$	$p(330) = 2052.282$
$V(160) = 0.001$	$p(160) = 134.125$	$V(340) = 0.0001$	$p(340) = 3426.083$
$V(170) = 0.00101$	$p(170) = 134.125$	$V(350) = 0.00007$	$p(350) = 5384.657$
$V(360) = 0.00006$	$p(360) = 6541.625$	$V(540) = 0.00102$	$p(540) = 482.269$
$V(370) = 0.00007$	$p(370) = 9812.438$	$V(550) = 0.00101$	$p(550) = 155$
$V(380) = 0.0001$	$p(380) = 8664.531$	$V(560) = 0.001$	$p(560) = 155$

V(390) = 0.00014	p(390) = 5487.247	V(570) = 0.00097	p(570) = 155
V(400) = 0.0002	p(400) = 3587.844	V(580) = 0.00093	p(580) = 155
V(410) = 0.00027	p(410) = 2478.322	V(590) = 0.00088	p(590) = 155
V(420) = 0.00035	p(420) = 1808.816	V(600) = 0.00082	p(600) = 155
V(430) = 0.00043	p(430) = 1386.668	V(610) = 0.00076	p(610) = 155
V(440) = 0.00052	p(440) = 1109.158	V(620) = 0.00068	p(620) = 155
V(450) = 0.0006	p(450) = 920.142	V(630) = 0.0006	p(630) = 155
V(460) = 0.00068	p(460) = 787.696	V(640) = 0.00052	p(640) = 155
V(470) = 0.00076	p(470) = 692.908	V(650) = 0.00043	p(650) = 155
V(480) = 0.00082	p(480) = 624.15	V(660) = 0.00035	p(660) = 155
V(490) = 0.00088	p(490) = 574.037	V(670) = 0.00027	p(670) = 155
V(500) = 0.00093	p(500) = 537.765	V(680) = 0.0002	p(680) = 155
V(510) = 0.00097	p(510) = 512.165	V(690) = 0.00014	p(690) = 155
V(520) = 0.001	p(520) = 495.157	V(700) = 0.0001	p(700) = 155
V(530) = 0.00101	p(530) = 485.433	V(710) = 0.00007	p(710) = 155

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 1168.428$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.168 \times 10^3}{9.58 \times 10^{-4} \cdot 1 \times 10^3} = 1.22 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.22 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.195 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.216 \times 10^3 - 1.195 \times 10^3|}{1.216 \times 10^3 + 1.195 \times 10^3} \cdot 100 = 1.705$$

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;

$r' = 3^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 45^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 65^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 8^\circ$ 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 6.542 \times 10^3 = 7.85 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 9.812 \times 10^3 = 9.812 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 134.125$	$V(\varphi_r) = 5.987 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 134.125$	$V(\varphi_d) = 1.018 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 6541.625$	$V(\varphi_c) = 5.987 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 9812.438$	$V(\varphi_z) = 5.996 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 482.269$	$V(\varphi_b) = 1.018 \times 10^{-3}$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.649 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.157 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.373 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 8.03 \times 10^{-5}$
z'	$\varphi_{z'} = 377$	$p(\varphi_{z'}) = 9.812 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 8.604 \times 10^{-5}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 475$	$p(\varphi_{b''}) = 655.813$	$V(\varphi_{b''}) = 7.916 \times 10^{-4}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 717$	$p(\varphi_{r'}) = 155$	$V(\varphi_{r'}) = 6.07 \times 10^{-5}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 8$	$p(\varphi_{r''}) = 134.125$	$V(\varphi_{r''}) = 6.572 \times 10^{-5}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 225$	$p(\varphi_{d'}) = 156.826$	$V(\varphi_{d'}) = 9.082 \times 10^{-4}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 7.85 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 5.987 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zд} = 369$	$p_{zд} = 9.812 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 6.727 \times 10^{-5}$

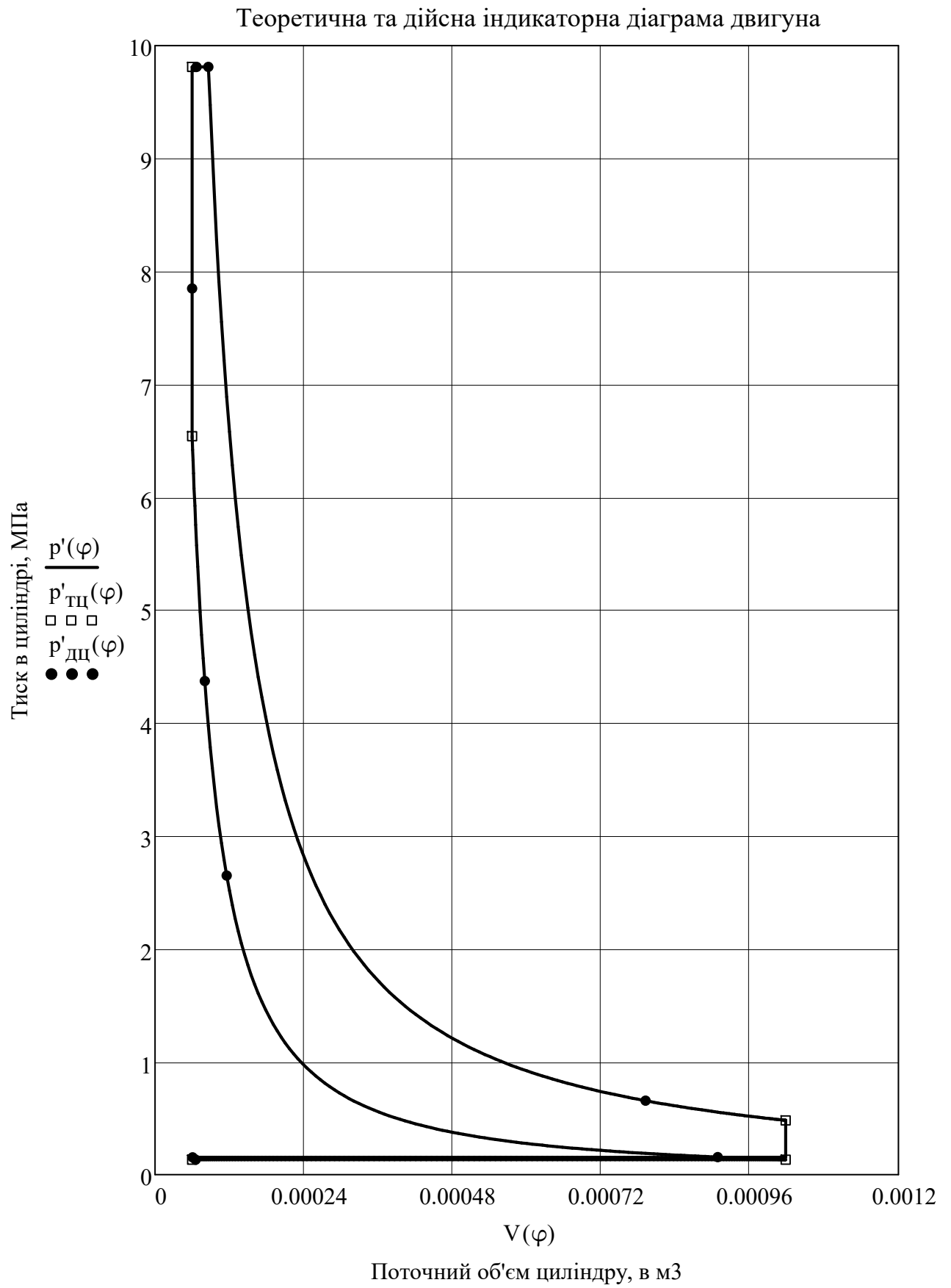


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

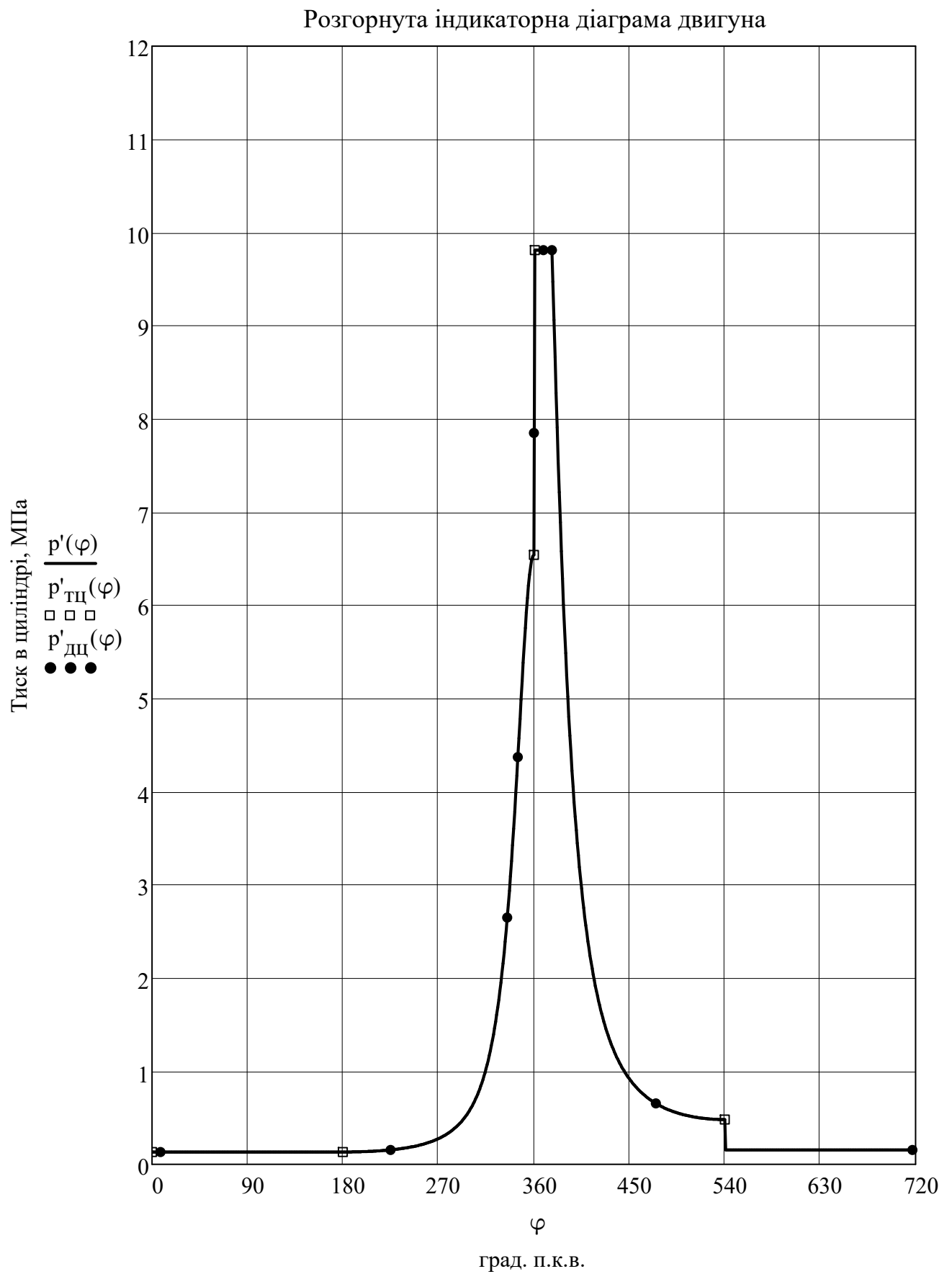


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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;

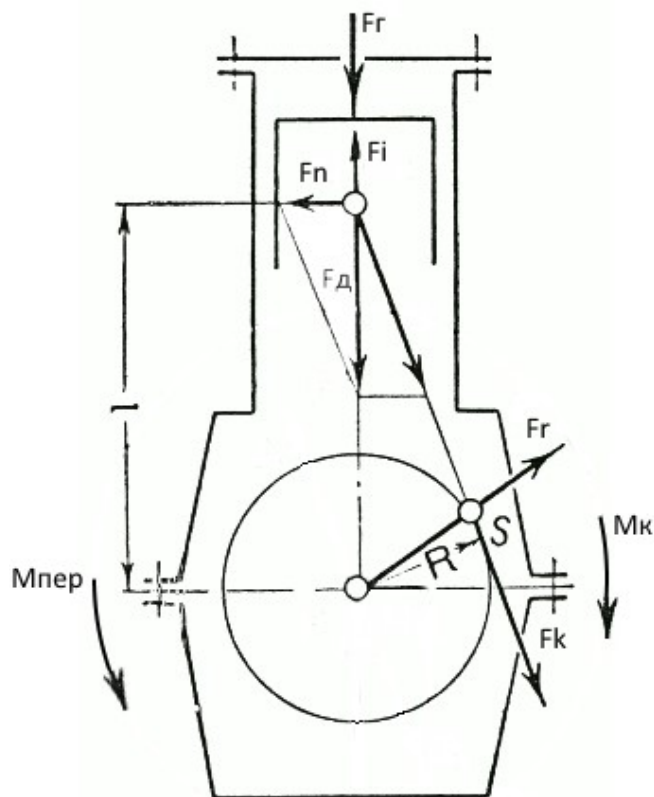


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 1.85$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 5.35$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 1.85 + \frac{1}{3} \cdot 5.35 = 3.633$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.127}{2} = 0.064$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.0635}{0.256} = 0.248$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.098^2}{4} = 0.008$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2500}{30} = 261.799$$

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

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

Крутий 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

$F_r(0) = 0.248$	$F_i(0) = -19.861$	$F_d(0) = -19.614$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.248$	$F_i(30) = -15.719$	$F_d(30) = -15.471$	$M_k(30) = -0.601$
$F_r(60) = 0.248$	$F_i(60) = -5.882$	$F_d(60) = -5.635$	$M_k(60) = -0.351$
$F_r(90) = 0.248$	$F_i(90) = 4.048$	$F_d(90) = 4.296$	$M_k(90) = 0.273$
$F_r(120) = 0.248$	$F_i(120) = 9.931$	$F_d(120) = 10.178$	$M_k(120) = 0.486$
$F_r(150) = 0.248$	$F_i(150) = 11.67$	$F_d(150) = 11.918$	$M_k(150) = 0.294$
$F_r(180) = 0.248$	$F_i(180) = 11.765$	$F_d(180) = 12.013$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.318$	$F_i(210) = 11.67$	$F_d(210) = 11.989$	$M_k(210) = -0.296$
$F_r(240) = 0.587$	$F_i(240) = 9.931$	$F_d(240) = 10.518$	$M_k(240) = -0.502$
$F_r(270) = 1.324$	$F_i(270) = 4.048$	$F_d(270) = 5.372$	$M_k(270) = -0.341$
$F_r(300) = 3.693$	$F_i(300) = -5.882$	$F_d(300) = -2.189$	$M_k(300) = 0.136$
$F_r(330) = 14.716$	$F_i(330) = -15.719$	$F_d(330) = -1.002$	$M_k(330) = 0.039$
$F_r(360) = 48.579$	$F_i(360) = -19.861$	$F_d(360) = 28.718$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 40.626$	$F_i(390) = -15.719$	$F_d(390) = 24.907$	$M_k(390) = 0.968$
$F_r(420) = 12.88$	$F_i(420) = -5.882$	$F_d(420) = 6.997$	$M_k(420) = 0.435$
$F_r(450) = 6.176$	$F_i(450) = 4.048$	$F_d(450) = 10.225$	$M_k(450) = 0.649$
$F_r(480) = 3.944$	$F_i(480) = 9.931$	$F_d(480) = 13.874$	$M_k(480) = 0.663$
$F_r(510) = 3.099$	$F_i(510) = 11.67$	$F_d(510) = 14.77$	$M_k(510) = 0.364$
$F_r(540) = 2.874$	$F_i(540) = 11.765$	$F_d(540) = 14.639$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.405$	$F_i(570) = 11.67$	$F_d(570) = 12.076$	$M_k(570) = -0.298$
$F_r(600) = 0.405$	$F_i(600) = 9.931$	$F_d(600) = 10.336$	$M_k(600) = -0.494$
$F_r(630) = 0.405$	$F_i(630) = 4.048$	$F_d(630) = 4.453$	$M_k(630) = -0.283$
$F_r(660) = 0.405$	$F_i(660) = -5.882$	$F_d(660) = -5.477$	$M_k(660) = 0.341$
$F_r(690) = 0.405$	$F_i(690) = -15.719$	$F_d(690) = -15.314$	$M_k(690) = 0.595$
$F_r(720) = 0.405$	$F_i(720) = -19.861$	$F_d(720) = -19.456$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -19.614$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -1.997$	$F_r(30) = -12.4$	$F_k(30) = -9.465$	$M_{пер}(30) = 0.601$
$F_n(60) = -1.281$	$F_r(60) = -1.708$	$F_k(60) = -5.521$	$M_{пер}(60) = 0.351$
$F_n(90) = 1.138$	$F_r(90) = -1.138$	$F_k(90) = 4.296$	$M_{пер}(90) = -0.273$
$F_n(120) = 2.314$	$F_r(120) = -7.093$	$F_k(120) = 7.658$	$M_{пер}(120) = -0.486$
$F_n(150) = 1.538$	$F_r(150) = -11.09$	$F_k(150) = 4.627$	$M_{пер}(150) = -0.294$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -12.013$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.547$	$F_r(210) = -11.156$	$F_k(210) = -4.654$	$M_{пер}(210) = 0.296$
$F_n(240) = -2.391$	$F_r(240) = -7.33$	$F_k(240) = -7.913$	$M_{пер}(240) = 0.502$
$F_n(270) = -1.423$	$F_r(270) = -1.423$	$F_k(270) = -5.372$	$M_{пер}(270) = 0.341$
$F_n(300) = 0.498$	$F_r(300) = -0.663$	$F_k(300) = 2.145$	$M_{пер}(300) = -0.136$
$F_n(330) = 0.129$	$F_r(330) = -0.803$	$F_k(330) = 0.613$	$M_{пер}(330) = -0.039$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 28.718$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 3.215$	$F_r(390) = 19.963$	$F_k(390) = 15.238$	$M_{пер}(390) = -0.968$
$F_n(420) = 1.591$	$F_r(420) = 2.121$	$F_k(420) = 6.855$	$M_{пер}(420) = -0.435$
$F_n(450) = 2.708$	$F_r(450) = -2.708$	$F_k(450) = 10.225$	$M_{пер}(450) = -0.649$
$F_n(480) = 3.155$	$F_r(480) = -9.669$	$F_k(480) = 10.438$	$M_{пер}(480) = -0.663$
$F_n(510) = 1.906$	$F_r(510) = -13.744$	$F_k(510) = 5.734$	$M_{пер}(510) = -0.364$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -14.639$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.558$	$F_r(570) = -11.237$	$F_k(570) = -4.688$	$M_{пер}(570) = 0.298$
$F_n(600) = -2.35$	$F_r(600) = -7.203$	$F_k(600) = -7.776$	$M_{пер}(600) = 0.494$
$F_n(630) = -1.179$	$F_r(630) = -1.179$	$F_k(630) = -4.453$	$M_{пер}(630) = 0.283$
$F_n(660) = 1.245$	$F_r(660) = -1.66$	$F_k(660) = 5.366$	$M_{пер}(660) = -0.341$
$F_n(690) = 1.976$	$F_r(690) = -12.274$	$F_k(690) = 9.368$	$M_{пер}(690) = -0.595$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -19.456$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

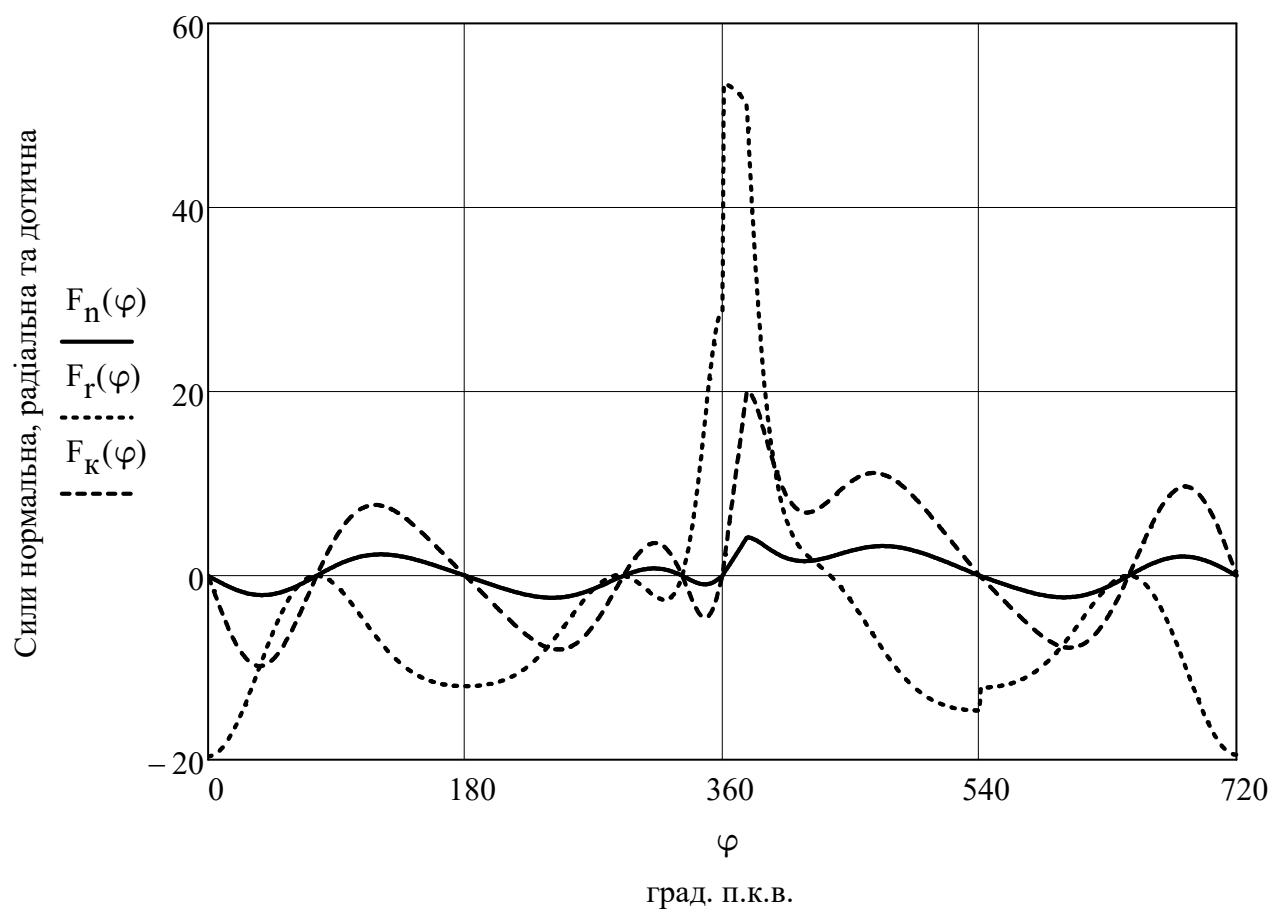
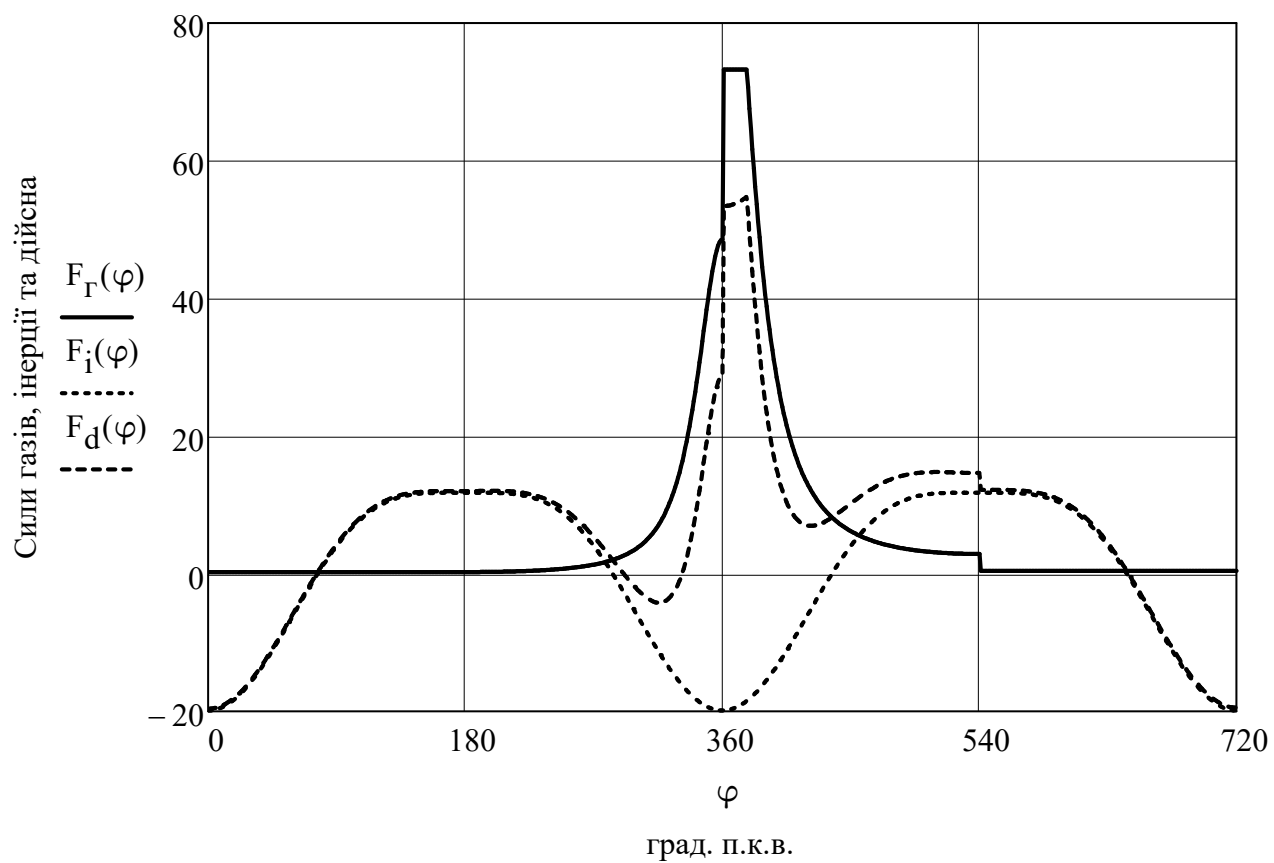


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

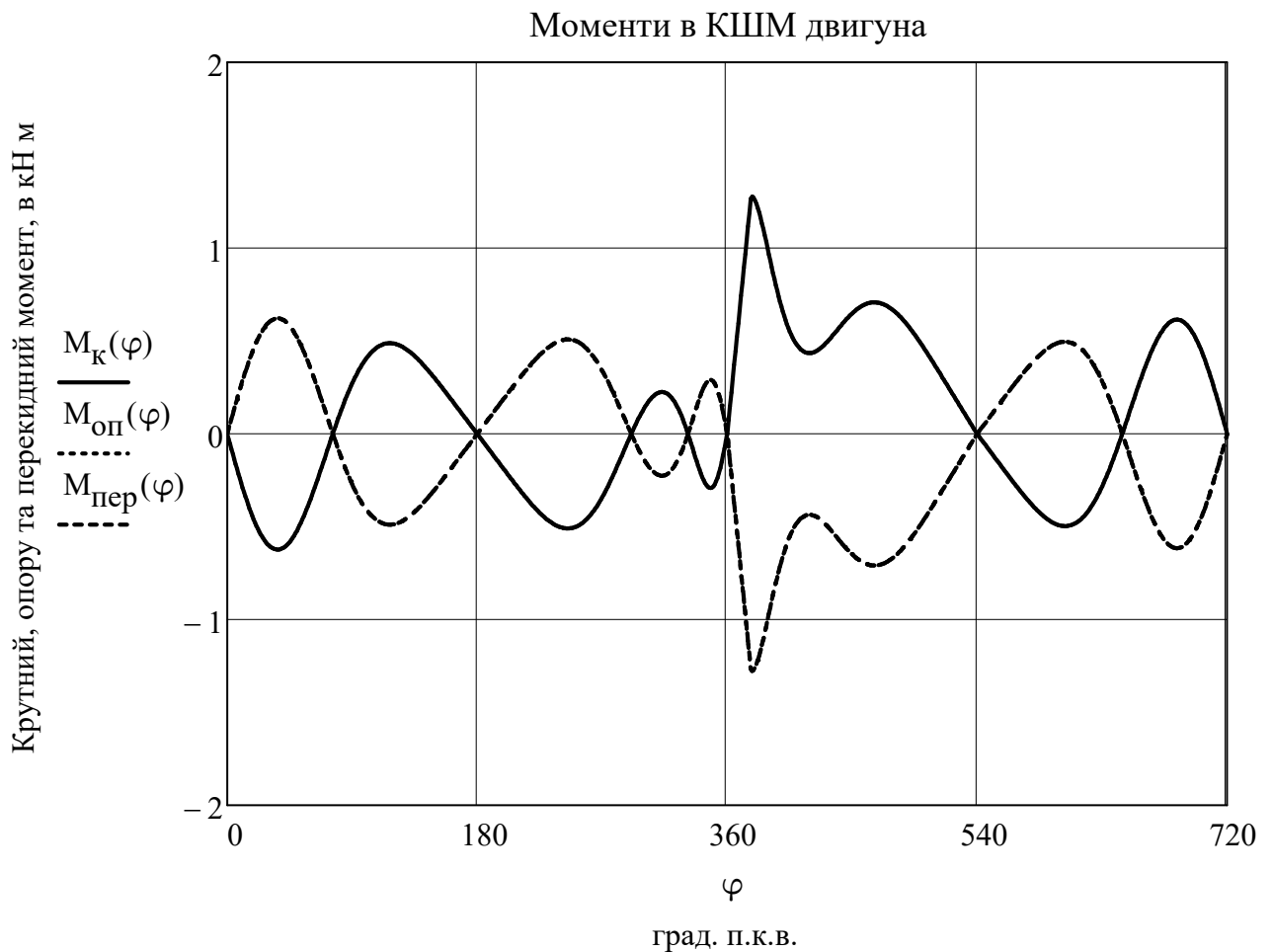


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

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

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

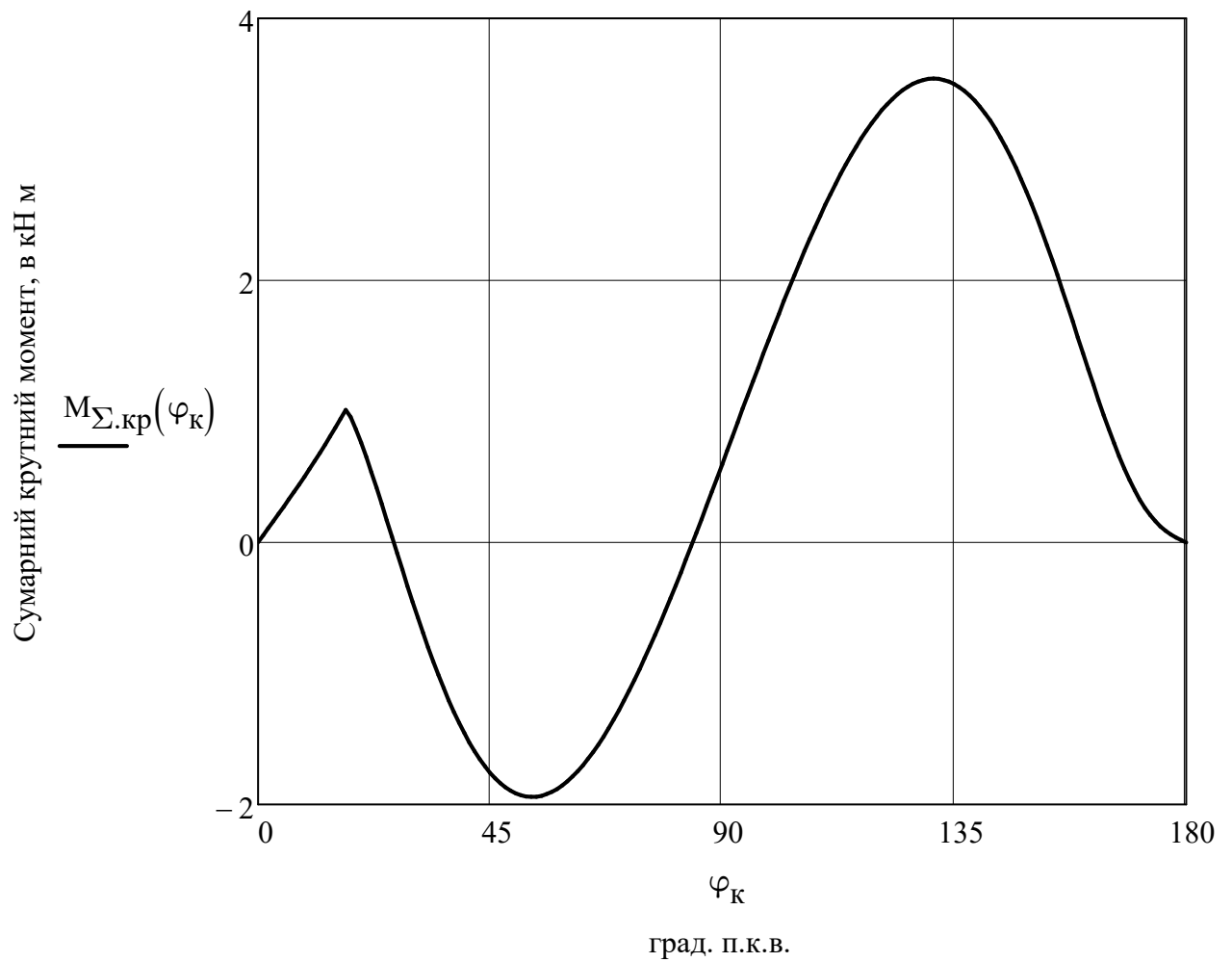


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

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

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.958$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.405$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.111$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.478$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.94$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.092$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.13$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.204$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.596$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.187 \times 10^{-15}$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B}$$

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

$Q_{H.B}$ - невраховані теплові втрати

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{16.474 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 1.943 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 80.068 = 80067.85$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{8.007 \times 10^4}{1.943 \times 10^5} \cdot 100 = 41.219$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 194251.389 \cdot 0.412 = 80000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|8.007 \times 10^4 - 8 \times 10^4|}{8.007 \times 10^4} \cdot 100 = 0.085$$

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

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

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.10 + 0.05 = 0.15$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.15 \cdot 194251.389 = 29137.708$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 212.883 = 127.730$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.098^2}{4} \cdot 0.127 = 9.58 \times 10^{-4}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{127.73 \cdot 9.57956 \times 10^{-4} \cdot 2.5 \times 10^3 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 10.19665$$

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

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 10.197 = 10196.648$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 29137.708 + 10196.648 = 39334.356$$

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{39334.35617 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00113$$

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.001 \cdot 98}{0.9} = 0.123$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.123 = 122.666$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 29137.7 + 10196.6 + 122.7 = 39457$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{39457.022}{194251.389} \cdot 100 = 20.312$$

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

$$t_r = T_r - 273 = 770 - 273 = 497$$

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

$$t_d = T_d - 273 = 326.159 - 273 = 53.159$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 497 = 33.488$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 53.159 = 29.117$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.923 \cdot 33.488 \cdot 497 = 15361.987$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.89 \cdot 29.117 \cdot 53.159 = 1377.827$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 15362 - 1377.8 = 13984.2$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{16.474}{3.6} \cdot 13984.159 = 63994.882$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{63994.882}{194251.389} \cdot 100 = 32.944$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{212.883}{1215.867} \cdot 0.499 = 0.087$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.087 \cdot 194251.389 = 16980.012$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 29137.708 + 16980.012 - 39457.022 = 6660.698$$

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 6.661 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 8.836 \times 10^{-4}$$

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{8.836 \times 10^{-4} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.442$$

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

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.442 = 441.785$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 6660.698 + 441.785 = 7102.483$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{7102.483}{194251.389} \cdot 100 = 3.656$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 194251.4 - \sum \begin{pmatrix} 80067.9 \\ 39457 \\ 63994.9 \\ 7102.5 \end{pmatrix} = 3629.2$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3629.152}{194251.389} \cdot 100.000 = 1.868$$

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	$Q_{\Pi} = 194251.4$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 80067.9$	$q_{\text{е}} = 41.2$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 63994.9$	$q_{\Gamma} = 32.9$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 39457$	$q_{\text{в}} = 20.3$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 7102.5$	$q_{\text{м}} = 3.7$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 3629.2$	$q_{\text{нв}} = 1.9$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 41.219 + 32.944 + 20.312 + 3.656 + 1.868 = 100$$

2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	57,4	80,1	39,5
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	712	1002	40,7
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,4	0,412	3,0
4	Механічний ККД	η_m	-	0,8	0,825	3,1
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{\Gamma}{\text{кВт год}}$	215	206	-4,2
6	Діаметр циліндру	D	мм	98	98	0,0
7	Хід поршня	S	мм	127	127	0,0

Відповідно до завдання на проектування, ефективна потужність проектного двигуна була збільшена на 22,6 кВт. Після виконання розрахунків щодо визначення параметрів робочого циклу, реальний приріст потужності склав 22,7 кВт, що відповідає різниці у 39,5%.

Вищезгадане зростання потужності проектного двигуна, у порівнянні з прототипом, відбулося завдяки збільшенню середнього ефективного тиску в циліндрі проектного двигуна, яке відбулося за рахунок встановлення на двигун системи газотурбінного наддуву. Зазначена величина виросла на 40,7%.

Враховуючи, що для проектного двигуна була здійснена оптимізація параметрів робочого циклу, то це в свою чергу дало ефект по ефективності його протікання. З іншого боку для досягнення заданої потужності, яка зросла майже на половину, було збільшено частоту обертання колінчастого валу. Як наслідок цього, зросли механічні втрати в циліндрі і це частково перекило зростання по ефективності протікання робочого циклу. Тому реальне зростання ефективного ККД виявилось на рівні 3,0%, так само як витрата палива, знизилась на 4,2%.

Аналіз механічних втрат двигуна показав, що зростання величини механічного ККД на 3,1 %.

Оптимізація вибору параметрів робочого циклу двигуна, забезпечила умови, за яких геометричних розміри циліндру спроектованого двигуна залишилися на рівні значень двигуна-прототипу.

В даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектованого двигуна, а також розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектованого двигуна та розраховано величини зовнішнього складового балансу.

Отримані в цьому розділі чисельні результати не лише дають можливість оцінити ефективність прийнятих рішень щодо форсування проектованого двигуна, а також являються фундаментом для пошуку подальших шляхів щодо вдосконалення роботи системи охолодження проектованого двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.24.21.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		56

3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТУРБОКОМПРЕСОРУ.

3.1 Опис будови та принцип дії турбокомпресора.

Для забезпечення безперебійної подачі повітря до проектного двигуна у потрібній кількості виконаємо обґрунтування потрібного типорозміру турбокомпресора. Так згідно результатів розрахунків отриманих в ході роботи з підрозділом 3.2 таким агрегатом забезпечення повітря є турбокомпресор моделі ТКР-8,5.

3.1.1 Опис будови турбокомпресора ТКР-8,5.

Складовими частинами турбокомпресора ТКР-8,5-3 є одноступінчастий відцентровий компресор з лопатковим дифузорею та радіальною центроспрямною турбіною. Корпус (див. рис. 3.1) турбіни литий чавунний. Оснащений газоподводячим спіральним каналом (равликом) і фланцем кріплення до випускного колектору. Для проходу газів проточна частина турбіни утворена її корпусом 16, сопловим вінцем 14 і колесом 20 турбіни.

Корпус 7 компресора литий, зі сплаву алюмінію, оснащений центральним вхідним патрубком і спіральним каналом з вихідним патрубком. Проточну частину компресора формують його корпус, диск 25 дифузора і колесо 1 компресора. Корпуси компресора і турбіни прикріплені до середнього корпусу 10, який відлитий зі сплаву алюмінію. Вал 19 ротора турбокомпресора здійснює обертання в бронзовому підшипнику 21, який знаходиться в центральних бобишках середнього корпусу. Від осевих зсувів і обертання він утримується за допомогою фіксатора. Змащується підшипник маслом, яке надходить по каналу його фіксатора з масляного фільтра турбокомпресора.

Колесо турбіни лите, з жароміцної сталі, приварене до валу 19 ротора. Колесо компресора відлите зі сплаву алюмінію і закріплено на валу спеціальної гайкою 2. Турбокомпресор оснащений контактними газомасляними ущільненнями, які складаються з втулки 15, втулки 18 ущільнення, масловідбивача 3, диска 6 ущільнення і кілець 4, 17.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.21.ПЗ	Арку
						57
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

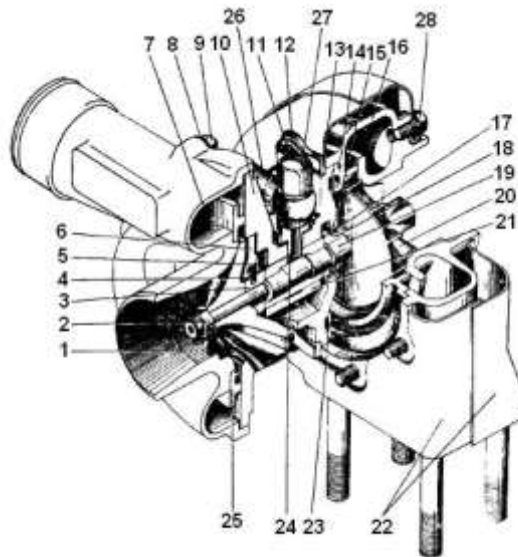


Рисунок 3.1 - Турбокомпресор ТКР-8,5

1 - колесо компресора; 2 - гайка спеціальна; 3 - масловідбивач; 4 - кільце ущільнювача; 5 - щиток; 6 - диск ущільнення компресора; 7 - корпус компресора; 8 - планка; 9 - гайка; 10 - корпус середній; 11 - гайка; 12 - шайба замкова; 13 - планка; 14 - вінець соплової; 15 - втулка; 16 - корпус турбіни; 17 - кільце ущільнювача; 18 - втулка ущільнення; 19 - вал ротора; 20 - колесо турбіни; 21 - підшипник; 22 - кожух турбіни; 23 - прокладка; 24 - фіксатор; 25 - диск дифузора; 26 - трубка підведення масла; 27 - гайка накидна; 28 - болт.

3.1.2 Принцип роботи турбокомпресора

Турбокомпресор являє собою пристрій, що приводиться в рух за рахунок використаної кінетичної і теплової енергії вихлопних газів. За допомогою енергії з великою швидкістю обертається колесо турбіни, яке розташоване на загальному валу компресора.

Двигуни внутрішнього згоряння всмоктують у себе повітря і паливо, необхідні їм для вироблення енергії. Дана енергія перетворюється в потужність двигуна відразу після того, як підпалюється повітряно-паливна суміш.

Незважаючи на елементарний принцип роботи, сам турбокомпресор є досить складним пристроєм. При виготовленні і ремонті турбокомпресора потрібно неймовірно точна підгонка деталей, а при установці пристрою - ідеальне узгодження роботи турбокомпресора і двигуна внутрішнього згоряння. При відсутності даного узгодження, можлива не просто неефективна робота двигуна, але і його пошкодження.

Турбокомпресор дозволяє забезпечити якісне згоряння палива за рахунок подачі потрібного об'єму повітря, і тим самим підвищити потужність двигуна та підвищити якісні характеристики двигуна при різній кількості обертів.

Турбокомпресор приводиться в рух за рахунок енергії відпрацьованих газів, яка перетворюється в крутний момент. Енергія перероблених газів з'являється завдяки обертання з однаковою швидкістю і в одному напрямку двох елементів турбокомпресора - турбіни і повітряного відцентрового насоса, які є стрижневими частинами пристрою.

Відпрацьовані гази, які виходять з циліндрів автомобільного двигуна, потрапляють на крила турбіни, а потім перетворюються в механічну енергію. Свіже повітря, який всмоктується компресором, потрапляє в повітряний фільтр, потім стискається і направляється в циліндри двигуна.

Турбокомпресор може встановлюватися на різні типи двигунів внутрішнього згоряння. Даним пристроєм оснащуються і дизельні, і газові, і бензинові двигуни. Можуть укомплектовуватися компресорами також двигуни, які охолоджуються як за допомогою рідини так і повітря.

Компресорами можна оснащувати будь-який двигун незалежно від його об'єму. Пристрій монтується на двигуни, що відрізняються великим робочим об'ємом і призначенням для суднових і тепловозних транспортних засобів, так і на двигуни вантажівок і легкових автомобілів.

На сьогоднішній день практично будь-який дизельний двигун, який має потужність понад 150 кВт, комплектується одним або навіть декількома турбокомпресорами. Що стосується двигунів, потужність яких понад 80 кВт, то всі вони також оснащуються компресором. Поширення турбокомпресорів сьогодні спостерігається навіть в поле діяльності автотранспорту з двигуном малого об'єму і потужності.

Не менш популярне і затребуване оснащення турбокомпресорами бензинових двигунів. Застосування даних пристроїв дозволяє домогтися підвищення характеристик з'єднання уприскування бензинового палива та електронного запалювання.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.21.ПЗ	Арку
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1.3 Особливості запропонованого конструктивного рішення турбокомпресору.

Для покращення ефективності роботи турбокомпресора, в нашому випадку пропонується застосувати робоче колесо турбокомпресора закритого типу. Така конструкція лопатки попри свою складність виготовлення та обробки, забезпечить високий ККД компресору та відповідно знизить затрати енергії на його привід.

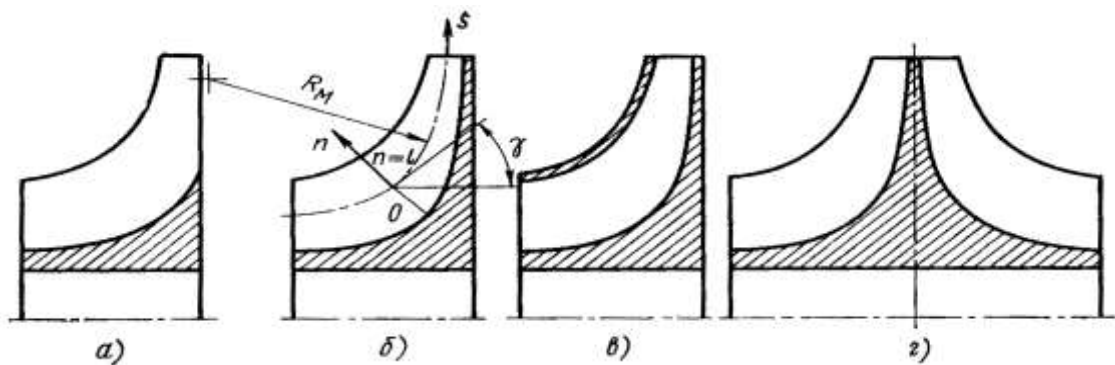


Рисунок 3.2 – Типи конструктивного виконання робочих коліс компресора.
а - відкрите; б - напіввідкритий; в - закрите; г - двостороннє напіввідкрите;

На рис.3.2 наведені схеми застосовуються конструкцій робочих коліс відцентрових компресорів. Робоче колесо відкритого типу, а) має окремі лопатки, укріплені на втулці. При використанні робочого колеса відкритого типу виникають підвищені кінцеві втрати, пов'язані з перетіканням повітря. Тому, незважаючи на порівняльну конструктивну простоту, цей тип колеса має обмежене застосування.

Робоче колесо закритого типу в) забезпечує найбільше значення ККД. Наявність покривного диска знижує кінцеві втрати. Однак цей тип колеса значно конструктивно складніше інших і має меншу окружну швидкість обертання, що допускається за умовами міцності.

До останнього часу найбільш часто застосовувалося робочого колеса напіввідчиненого типу б), що поєднує переваги відкритих (простота виготовлення) і закритих (зменшені кінцеві втрати) коліс.

3.2 Розрахунок турбокомпресору.

3.2.1 Вибір типорозміру турбокомпресору.

Вихідні дані для проектування турбокомпресору.

Двигун для якого проектується турбокомпресор, згідно ДСТУ 4Ч 9,8/12,7

Ефективна потужність двигуна, в кВт $P_e = 80.6$

Питома ефективна витрата пального, в кг/(кВт год) $b_e = 0.206$

Тиск повітря після компресору, в кПа $p_B = 145$

Коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 1.80$

Розрахунок допоміжних параметрів.

Густина навколишнього повітря, в кг/м³

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

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

$T_0 = 293$ К - температура навколишнього середовища;

$p_0 = 101.3$ кПа - тиск навколишнього повітря

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

Годинна витрата палива двигуном, в кг/год

$$B_{\Gamma} = P_e \cdot b_e = 80.6 \cdot 0.206 = 16.604$$

Годинна витрата повітря через двигун, в кг/год

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

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

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

$$G_{\Gamma} = \frac{1}{1 - \nu} \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot B_{\Gamma} = \frac{1}{1 - 0.02} \cdot 1.8 \cdot 14.45 \cdot 16.604 = 440.673$$

Секундна витрата повітря через двигун, в кг/с

$$G_s = \frac{G_{\Gamma}}{3600} = \frac{440.673}{3600} = 0.122$$

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

$$G_K = G_S \cdot \beta_{\text{ВИТ}} = 0.122 \cdot 1.015 = 0.124$$

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

$$\pi_K = \frac{P_B}{P_0 - \Delta P_K} = \frac{145}{101.3 - 4} = 1.49$$

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

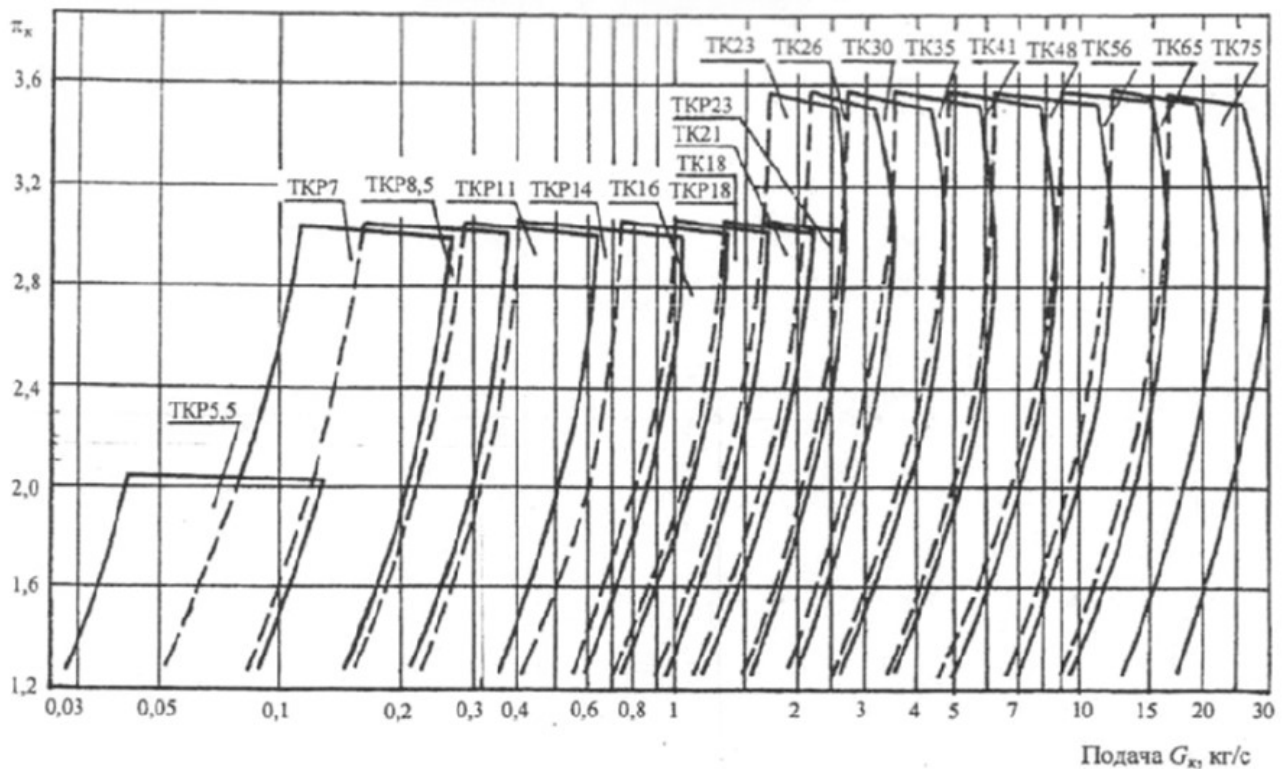


Рисунок 3.4 - Поля подач основних моделей турбокомпресорів

В нашому випадку найбільш оптимальним вибором турбокомпресора згідно графіку представленого на рисунку 1.1 є турбокомпресор моделі ТКР-8,5

Задамося в першому наближенні величиною температури повітря у на виході з компресору, згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $T'_B = (320...360)$ К

$$T'_B = 342.2$$

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

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

$$\text{де } a = 20.95$$

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

$$mC_V = a + b \cdot T'_B = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot 342.2 = 22.384$$

Коефіцієнт адіабати стиску в компресорі

$$k_s = 1 + \frac{8.314}{mC_V} = 1 + \frac{8.314}{22.384} = 1.371$$

Температура повітря на виході з компресора, в К

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

де $\eta_K = 0.74$ - ККД компресора;

$$T_B = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\frac{k_s - 1}{k_s} \pi_K - 1}{\eta_K} \right) = 293 \cdot \left(1 + \frac{\frac{1.371 - 1}{1.371} \cdot 1.49 - 1}{0.74} \right) = 338.177$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає у %:

$$\Delta T_B = \frac{|T_B - T'_B|}{T_B} \cdot 100 = \frac{|338.177 - 342.2|}{338.177} \cdot 100 = 1.19$$

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

$$\Delta T = T_B - T_0 = 338.177 - 293 = 45.177$$

Для ефективного наповнення циліндрів, дотримання рівня теплової напруженості деталей ЦПГ, допустимий перепад температур згідно [5,ст 24] не повинен перевищувати $\Delta T = (50...60)$ К.

Висновок: Так як $\Delta T > 40$ то є бажаним встановлення ОНП.

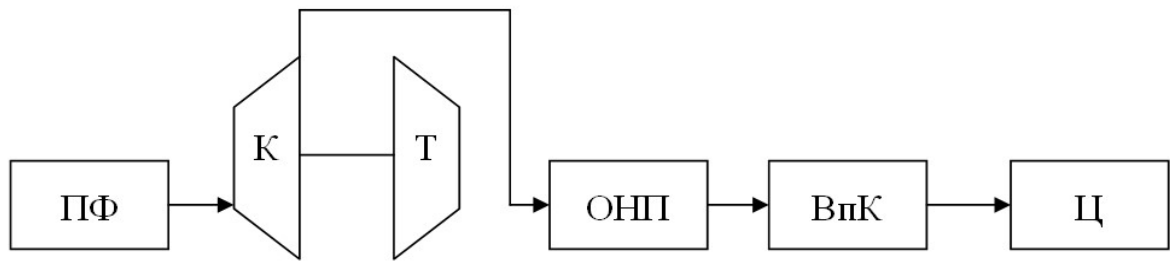


Рисунок 3.5 - Пропонована схема системи наддуву;

ПФ - повітряний фільтр; К - компресор; Т - турбіна; ОНП - охолоджувач наддувочного повітря; ВпК - впускний колектор; Ц - циліндр

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

$$\rho_B = \frac{p_B \cdot 10^3}{T_B \cdot R_{\Pi}} = \frac{145 \cdot 10^3}{338.177 \cdot 287.4} = 1.492$$

Температура повітря у впускному колекторі двигуна, в К

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

де $E_{\text{ОНП}} = 0.6$ - коефіцієнт ефективності охолоджувача повітря; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $E_{\text{ОНП}} = (0,5...0,6)$

$$T_S = T_B - E_{\text{ОНП}} \cdot \Delta T = 338.2 - 0.6 \cdot 45.2 = 311.1$$

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

$$p_S = p_B - \Delta p_{\text{ОНП}} = 145 - 3 = 142$$

Густина повітря у впускному колекторі, в кг/м^3

$$\rho_S = \frac{p_S \cdot 10^3}{T_S \cdot R_{\Pi}} = \frac{142 \cdot 10^3}{311.071 \cdot 287.4} = 1.588$$

Відносне збільшення густини повітря в компресорі, у %

$$\Delta \rho_{\text{BO}} = \left(\frac{\rho_B}{\rho_0} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{1.492}{1.203} - 1 \right) \cdot 100 = 24.017$$

Відносна зміна густини повітря на впуску, у %

$$\Delta \rho_{\text{SB}} = \left(\frac{\rho_S}{\rho_B} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{1.588}{1.492} - 1 \right) \cdot 100 = 6.465$$

3.2.2 Розрахунок параметрів проточної частини компресору.

Вихідні дані для проектування проточної частини компресору

Витрата повітря через компресор (на основі попередніх розрахунків), в кг/с	$G_K = 0.124$
Ступінь підвищення тиску (на основі попередніх розрахунків)	$\pi_K = 1.490$
ККД компресора по ГОСТ 9658-51, згідно [5,ст 24]	$\eta_K = 0.74$
Діаметр колеса на виході, в м	$D_2 = 0.085$
Кількість лопаток колеса, з ряду чисел 12, 14, 16...	$z_K = 12$
Кількість лопаток дифузору, з ряду чисел 13, 17, 19...	$z_D = 13$

Розрахунок параметрів та показників компресору

Приймаємо згідно [5,ст 24] із діапазону значень, попереднє значення показника адіабати для повітря, в компресорі $k_K = (1,39...1,4)$

$$k_{K.pr} = 1.394$$

Температура після компресору при адіабатному стиску

$$T_{K.ad} = T_0 \cdot \pi_K^{\frac{k_{K.pr}-1}{k_{K.pr}}} = 293 \cdot 1.49^{\frac{1.394-1}{1.394}} = 327.972$$

Середня температура в процесі стиску в °C

$$t_{cp} = \frac{1}{2} \cdot (T_0 + T_{K.ad}) - 273 = \frac{1}{2} \cdot (293 + 327.972) - 273 = 37.486$$

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

$$\mu C_{V_m} = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot t_{cp} = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot 37.486 = 21.107$$

Уточнене значення показника адіабати

$$k_K = 1 + \frac{8.314}{\mu C_{V_m}} = 1 + \frac{8.314}{21.107} = 1.394$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta k_K = \frac{|k_{K.pr} - k_K|}{k_{K.pr}} \cdot 100 = \frac{|1.394 - 1.394|}{1.394} \cdot 100 = 0.007$$

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

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

$$L_K = \frac{R_{\Pi} \cdot T_0 \cdot k_K}{k_K - 1} \cdot \frac{\left(\frac{k_K - 1}{k_K} \right)}{\eta_K} = \frac{287.4 \cdot 293 \cdot 1.39}{1.39 - 1} \cdot \frac{1.49^{\frac{1.39 - 1}{1.39}} - 1}{0.74} = 48054.52$$

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 [5, ст 24] вибирається з діапазону $\delta_2 = (0.001 \dots 0.002)$ м

$k_{90} = 0.020$ - емпіричний коефіцієнт циркуляції; згідно [5, ст 24] вибирається з діапазону $k_{90} = (0.015 \dots 0.030)$

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z_K} + \frac{\delta_2}{D_2} + k_{90} = 1 - \frac{\pi}{12} + \frac{1.5 \times 10^{-3}}{0.085} + 0.02 = 0.776$$

Коефіцієнт роботи

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

де $\alpha_d = 0.05$ - коефіцієнт дискового тертя; згідно [5, ст 24] вибирається з діапазону $\alpha_d = (0.04 \dots 0.06)$

$$\mu_1 = \mu + \alpha_d = 0.776 + 0.05 = 0.826$$

Колова швидкість колеса на діаметрі D_2 в м/с

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_K}{\mu_1}} = \sqrt{\frac{4.805 \times 10^4}{0.826}} = 241.222$$

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

$$n_{\text{TK}} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2} = \frac{60 \cdot 241.222}{\pi \cdot 0.085} = 54200.042$$

Потужність, що споживається компресором, в кВт

$$P_K = 10^{-3} \cdot G_K \cdot L_K = 10^{-3} \cdot 0.124 \cdot 4.805 \times 10^4 = 5.971$$

Розрахунок вхідного пристрою та обертово-спрямовуючого апарату (ОСА)

Тиск перед компресором, в кПа

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

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 [5, ст 24] вибирається з діапазону $c_a = (30 \dots 70)$ м/с

$$T_a = T_0 - \frac{(k_K - 1) \cdot c_a^2}{2 \cdot k_K \cdot R_{\Pi}} = 293 - \frac{(1.394 - 1) \cdot 50^2}{2 \cdot 1.394 \cdot 287.4} = 291.771$$

- тиск, в кПа

$$p_a = p_{a.vx} \cdot \left(\frac{T_a}{T_0} \right)^{\frac{k_K - 1}{k_K}} = 97.3 \cdot \left(\frac{291.771}{293} \right)^{\frac{1.394 - 1}{1.394}} = 97.184$$

- густина, в кг/м³

$$\rho_a = \frac{10^3 \cdot p_a}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{10^3 \cdot 97.184}{287.4 \cdot 291.771} = 1.159$$

Прохідний переріз вхідного патрубку в м²

$$f_a = \frac{G_K}{c_a \cdot \rho_a} = \frac{0.124}{50 \cdot 1.159} = 2.144 \times 10^{-3}$$

Діаметр вхідного патрубку, в м

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot f_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2.144 \times 10^{-3}}{\pi}} = 0.052$$

$$\text{або в мм} \quad d_a \cdot 10^3 = 0.052 \cdot 10^3 = 52.249$$

Швидкість на вході в колесо, в м/с

$$c_1 = c_{1.v} \cdot u_2$$

де $c_{1.v} = 0.3$ - відносна величина швидкості потоку на вході в колесо; згідно [5, ст 24] вибирається з діапазону $c_{1.v} = (0.25 \dots 0.35)$.

$$c_1 = c_{1.v} \cdot u_2 = 0.3 \cdot 241.222 = 72.367$$

Температура повітря перед колесом, в К

$$T_1 = T_a + \frac{(k_k - 1) \cdot (c_a^2 - c_1^2)}{2 \cdot k_k \cdot R_{\Pi}} = 291.77 + \frac{(1.39 - 1) \cdot (50^2 - 72.37^2)}{2 \cdot 1.39 \cdot 287.4} = 290.43$$

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 [5, ст 24]
вибирається з діапазону $\xi_{вх} = (0,05 \dots 0,10)$

$$L_{г.вх} = \xi_{вх} \cdot \frac{c_1^2}{2} = 0.05 \cdot \frac{72.367^2}{2} = 130.923$$

Допоміжний коефіцієнт для визначення показника політропи

$$m_a = \frac{k_k}{k_k - 1} - \frac{L_{г.вх}}{R_{\Pi} \cdot (T_1 - T_a)} = \frac{1.39}{1.39 - 1} - \frac{130.92}{287.4 \cdot (290.43 - 291.77)} = 3.88$$

Показник політропи у вхідному пристрої

$$n_a = \frac{m_a}{m_a - 1} = \frac{3.877}{3.877 - 1} = 1.348$$

Тиск на вході в колесо, в кПа

$$p_1 = p_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_a}{n_a - 1}} = 97.184 \cdot \left(\frac{290.425}{291.771} \right)^{\frac{1.348}{1.348 - 1}} = 95.458$$

Густина на вході в колесо, в кг/м³

$$\rho_1 = \frac{10^3 \cdot p_1}{R_{\Pi} \cdot T_1} = \frac{10^3 \cdot 95.458}{287.4 \cdot 290.425} = 1.144$$

Прохідний перетин колеса на вході, в м²

$$f_1 = \frac{G_k}{\rho_1 \cdot c_1} = \frac{0.124}{1.144 \cdot 72.367} = 1.501 \times 10^{-3}$$

Діаметр колеса на вході, в м

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.501 \times 10^{-3}}{\pi}} = 0.044$$

або в мм $d_1 \cdot 10^3 = 0.044 \cdot 10^3 = 43.72$

Діаметр маточини, в м

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_2$$

$D_{0.в} = 0.2$ - відносна величина діаметра маточини колеса; згідно [5, ст 24] вибирається з діапазону $D_{0.в} = (0,2 \dots 0,3)$

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_2 = 0.2 \cdot 0.085 = 0.017$$

або в мм $D_0 \cdot 10^3 = 0.017 \cdot 10^3 = 17$

Відносний зовнішній діаметр колеса на вході,

$$D_{в.з} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_1}{\pi \cdot D_2^2} + D_{0.в}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.501 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 0.085^2} + 0.2^2} = 0.552$$

Висновок: отримане в результаті значення відносного зовнішнього діаметра колеса на вході, не виходить за допустимі межі $D_{в.з} = (0,55 \dots 0,77)$, тому розрахунок можна продовжити.

Зовнішній діаметр колеса на вході, в м

$$D_3 = D_{в.з} \cdot D_2 = 0.552 \cdot 0.085 = 0.047$$

або в мм $D_3 \cdot 10^3 = 0.047 \cdot 10^3 = 46.909$

Середній діаметр колеса на вході, в м

$$D_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (D_0^2 + D_3^2)} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (0.017^2 + 0.047^2)} = 0.035$$

або в мм $D_1 \cdot 10^3 = 0.035 \cdot 10^3 = 35.281$

Колова швидкість на середньому діаметрі, в м/с

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{\text{тк}}}{60} = \frac{\pi \cdot 0.035 \cdot 5.42 \times 10^4}{60} = 100.123$$

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

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} = \sqrt{72.367^2 + 100.123^2} = 123.538$$

Кут потоку на вході в колесо, в °

$$\beta_1 = \left(\frac{\operatorname{atan}\left(\frac{c_1}{u_1}\right) \cdot 180}{\pi} \right) = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{72.367}{100.123}\right) \cdot 180}{\pi} = 35.859$$

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 [5, ст 24] вибирається з діапазону $\xi_1 = (0,1 \dots 0,2)$

$$L_{r1} = \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} = 0.15 \cdot \frac{123.538^2}{2} = 1144.615$$

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 [5, ст 24] вибирається з діапазону $\xi_2 = (0,1 \dots 0,2)$

$$L_{r2} = \xi_2 \cdot \frac{c_1^2}{2} = 0.15 \cdot \frac{72.367^2}{2} = 392.77$$

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

$$L_{rd} = \alpha_d \cdot u_2^2 = 0.05 \cdot 241.222^2 = 2909.406$$

Сумарна величина втрат на колесі, в Дж/кг

$$L_r = L_{r1} + L_{r2} + L_{rd} = 1144.615 + 392.77 + 2909.406 = 4446.791$$

Температура повітря на виході з колеса, в К

$$T_2 = T_1 + \Delta T_{12}$$

$$\text{де } \Delta T_{12} = \frac{\left(\mu_1 - \frac{\mu^2}{2} \right) \cdot (k_K - 1) \cdot u_2^2}{k_K \cdot R_{\Pi}} \quad \begin{array}{l} K - \text{підвищення температури повітря} \\ \text{в колесі;} \end{array}$$

$$T_2 = T_1 + \Delta T_{12} = 290.43 + \frac{\left(0.83 - \frac{0.78^2}{2}\right) \cdot (1.39 - 1) \cdot 241.22^2}{1.39 \cdot 287.4} = 320.46$$

Коефіцієнт для визначення показника політропи на колесі

$$m_2 = \frac{k_K}{k_K - 1} - \frac{L_r}{R_{II} \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{1.39}{1.39 - 1} - \frac{4.45 \times 10^3}{287.4 \cdot (320.46 - 290.43)} = 3.02$$

Показник політропи стиску повітря на колесі

$$n_2 = \frac{m_2}{m_2 - 1} = \frac{3.024}{3.024 - 1} = 1.494$$

Тиск на виході з колеса, в кПа

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} = 95.458 \cdot \left(\frac{320.456}{290.425}\right)^{\frac{1.494}{1.494 - 1}} = 128.534$$

Густина повітря на виході, в кг/м³

$$\rho_2 = \frac{10^3 \cdot p_2}{R_{II} \cdot T_2} = \frac{10^3 \cdot 128.534}{287.4 \cdot 320.456} = 1.396$$

Крок лопаток на виході, в м

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z_K} = \frac{\pi \cdot 0.085}{12} = 0.022$$

$$\text{або в мм} \quad t_2 \cdot 10^3 = 0.022 \cdot 10^3 = 22.253$$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} = 1 - \frac{1.5 \times 10^{-3}}{0.022} = 0.933$$

Радіальні складові абсолютної та відносної швидкостей, в м/с

$$w_{2r} = c_1 = 72.367$$

$$c_{2r} = w_{2r} = 72.367$$

Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$$c_{2u} = \mu \cdot u_2 = 0.776 \cdot 241.222 = 187.152$$

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

$$c_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{72.367^2 + 187.152^2} = 200.656$$

Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{2u} = c_{2u} - u_2 = 187.152 - 241.222 = -54.071$$

Відносна швидкість потоку на виході в м/с

$$w_2 = \sqrt{w_{2r}^2 + w_{2u}^2} = \sqrt{72.367^2 + (-54.071)^2} = 90.336$$

Кут виходу потоку при абсолютному русі в °

$$\alpha_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{72.367}{187.152}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 21.14$$

Кут виходу потоку при відносному русі в °

$$\beta_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{w_{2r}}{w_{2u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{72.367}{-54.071}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = -53.234$$

Кут відставання потоку, в °

$$\delta = 90 - |\beta_2| = 90 - |-53.234| = 36.766$$

Ширина лопаток на виході, в м

$$b_2 = \frac{G_K}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \tau_2 \cdot \rho_2} = \frac{0.124}{\pi \cdot 0.085 \cdot 72.367 \cdot 0.933 \cdot 1.396} = 0.005$$

$$\text{або в мм} \quad b_2 \cdot 10^3 = 4.94 \times 10^{-3} \cdot 10^3 = 4.94$$

Ступінь підвищення тиску в колесі

$$\pi_2 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{128.534}{95.458} = 1.346$$

Адіабатний ККД робочого колеса

$$\eta_{2.ад} = \frac{\left(\frac{k_K - 1}{k_K} \right)}{\left(\frac{n_2 - 1}{n_2} \right)} = \frac{1.346 \frac{1.394 - 1}{1.394} - 1}{1.346 \frac{1.494 - 1}{1.494} - 1} = 0.848$$

Розрахунок безлопатевого дифузору

Зовнішній діаметр дифузору, в м

$$D_3 = D_{3.B} \cdot D_2$$

де $D_{3.B} = 1.10$ - відносна величина зовнішнього діаметру дифузору; згідно [5, ст 24] вибирається з діапазону $D_{3.B} = (1,07 \dots 1,18)$

$$D_3 = D_{3.B} \cdot D_2 = 1.1 \cdot 0.085 = 0.094$$

$$\text{або в мм} \quad D_3 \cdot 10^3 = 0.094 \cdot 10^3 = 93.5$$

Ширина дифузору на виході, в м

$$b_3 = b_{3.B} \cdot b_2$$

де $b_{3.B} = 0.97$ - відносна ширина дифузору на виході; згідно [5, ст 24] вибирається з діапазону $b_{3.B} = (0,95 \dots 1,00)$

$$b_3 = b_{3.B} \cdot b_2 = 0.97 \cdot 0.005 = 0.005$$

$$\text{або в мм} \quad b_3 \cdot 10^3 = 4.792 \times 10^{-3} \cdot 10^3 = 4.792$$

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

$$\rho_{32.B.Pr} = 0.992$$

Швидкість потоку на виході із дифузору, в м/с

$$c_3 = \frac{c_2 \cdot \tau_2 \cdot D_2}{D_3} \cdot \frac{b_2}{b_3} \cdot \rho_{32.B.Pr} = \frac{200.66 \cdot 0.93 \cdot 0.09}{0.09} \cdot \frac{4.94 \times 10^{-3}}{4.79 \times 10^{-3}} \cdot 0.99 = 173.98$$

Температура потоку на виході, в К

$$T_3 = T_2 + \Delta T_{23}$$

$$\text{де } \Delta T_{23} = \frac{(k_K - 1) \cdot (c_2^2 - c_3^2)}{2 \cdot k_K \cdot R_{\Pi}} \quad \begin{array}{l} K - \text{підвищення температури повітря} \\ \text{в колесі;} \end{array}$$

$$T_3 = T_2 + \Delta T_{23} = 320.46 + \frac{(1.39 - 1) \cdot (200.66^2 - 173.98^2)}{2 \cdot 1.39 \cdot 287.4} = 325.37$$

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 [5,ст 24] вибирається з діапазону $n_3 = (1,9...2,0)$

$$p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3-1}{n_3}} = 128.534 \cdot \left(\frac{325.369}{320.456} \right)^{\frac{1.95-1}{1.95}} = 129.49$$

Щільність повітря на виході, в кг/м³

$$\rho_3 = \frac{p_3 \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_3} = \frac{129.49 \cdot 10^3}{287.4 \cdot 325.369} = 1.385$$

Перевірка величини зміни відносної щільності

$$\rho_{32.в} = \frac{\rho_3}{\rho_2} = \frac{1.385}{1.396} = 0.992$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %

$$\Delta \rho_{32.в} = \frac{|\rho_{32.в.пр} - \rho_{32.в}|}{\rho_{32.в.пр}} \cdot 100 = \frac{|0.992 - 0.992|}{0.992} \cdot 100 = 0.023$$

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

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

$$\text{де } A = \left[\frac{k_K}{(k_K - 1)} - \frac{n_3}{(n_3 - 1)} \right] = \frac{1.394}{1.394 - 1} - \frac{1.95}{1.95 - 1} = 1.486$$

$$L_{r3} = R_{\Pi} \cdot A \cdot (T_3 - T_2) = 287.4 \cdot 1.486 \cdot (325.369 - 320.456) = 2098.681$$

Ступінь підвищення тиску у щілинному дифузорі

$$\pi_3 = \frac{p_3}{p_2} = \frac{129.49}{128.534} = 1.007$$

Адіабатний ККД щілинного дифузору

$$\eta_{3.ад} = \frac{\left(\frac{k_k - 1}{k_k} \right)}{\left(\frac{n_3 - 1}{n_3} \right)} = \frac{1.007^{\frac{1.394 - 1}{1.394}} - 1}{1.007^{\frac{1.95 - 1}{1.95}} - 1} = 0.58$$

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 [5, ст 24] вибирається з діапазону $D_{4.в} = (1,4 \dots 1,8)$

$$D_4 = D_{4.в} \cdot D_2 = 1.6 \cdot 0.085 = 0.136$$

$$\text{або в мм } D_4 \cdot 10^3 = 0.136 \cdot 10^3 = 136$$

Ширина дифузору на виході, в м

$$b_4 = b_3 + \frac{1}{2} \cdot (D_4 - D_3) \cdot \tan(\theta)$$

де $\theta = 0^\circ$ - кут розкриття дифузору в меридіальній площині; згідно [5, ст 24] вибирається з діапазону $\Theta = (0 \dots 6)^\circ$

$$\Delta b_{34} = \frac{(D_4 - D_3)}{2} \cdot \tan\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \frac{0.136 - 0.094}{2} \cdot \tan\left(0 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0$$

$$b_4 = b_3 + \Delta b_{34} = 0.005 + 0 = 0.005$$

$$\text{або в мм } b_4 \cdot 10^3 = 4.792 \times 10^{-3} \cdot 10^3 = 4.792$$

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 [5, ст 24] вибирається з діапазону $\Delta\alpha_{23} = (0 \dots 3)^\circ$

$$\alpha_3 = \alpha_2 + \Delta\alpha_{23} = 21.14 + 0 = 21.14$$

Кут виходу потоку, в $^\circ$

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

де $\Delta\alpha_{34} = 12^\circ$ - величина зміни кута потоку; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $\Delta\alpha_{34} = (10...18)^\circ$

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \Delta\alpha_{34} = 21.14 + 12 = 33.14$$

Крок лопаток на вході, в м

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_d} = \frac{\pi \cdot 0.094}{13} = 0.023$$

або в мм $t_3 \cdot 10^3 = 0.023 \cdot 10^3 = 22.595$

Коефіцієнт загромадження перетину на вході

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

де $\delta_3 = 0.002$ м - товщина лопаток на вході; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $\delta_3 = (0.0015...0.0025)$ м

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3}{t_3} = 1 - \frac{2 \times 10^{-3}}{0.023} = 0.911$$

Прохідний перетин на вході в дифузор, в м²

$$f_3 = \pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \tau_3 \cdot B$$

де $B = \sin\left(\alpha_3 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \sin\left(21.14 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.361$

$$f_3 = \pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \tau_3 \cdot B = \pi \cdot 0.094 \cdot 4.792 \times 10^{-3} \cdot 0.911 \cdot 0.361 = 4.627 \times 10^{-4}$$

Швидкість потоку на вході в дифузор, в м/с

$$c_{3d} = \frac{G_k}{f_3 \cdot \rho_3} = \frac{0.124}{4.627 \times 10^{-4} \cdot 1.385} = 193.918$$

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 $\delta_4 = (0.015...0.025)$ м

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{z_d} = \frac{\pi \cdot 0.136}{13} = 0.033$$

або в мм $t_4 \cdot 10^3 = 0.033 \cdot 10^3 = 32.866$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4}{t_4} = 1 - \frac{0.015}{0.033} = 0.544$$

Прохідний перетин на виході, в м²

$$f_4 = \pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \tau_4 \cdot B$$

де $B = \sin\left(\alpha_4 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \sin\left(33.14 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.547$

$$f_4 = \pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \tau_4 \cdot B = \pi \cdot 0.136 \cdot 4.792 \times 10^{-3} \cdot 0.544 \cdot 0.547 = 6.084 \times 10^{-4}$$

Дифузорність каналів лопатевого дифузору

$$f_d = \frac{f_4}{f_3} = \frac{6.084 \times 10^{-4}}{4.627 \times 10^{-4}} = 1.315$$

Коефіцієнти безрозмірного рівняння збереження енергії

$$\sigma = \frac{(k_k - 1) \cdot c_{3d}^2}{2 \cdot k_k \cdot R_{II} \cdot T_3} = \frac{(1.394 - 1) \cdot 193.918^2}{2 \cdot 1.394 \cdot 287.4 \cdot 325.369} = 0.057$$

$$q = \left(\frac{1}{f_d}\right)^2 = \left(\frac{1}{1.315}\right)^2 = 0.578$$

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

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:

$$\beta = 1.02651$$

$$\frac{\beta - 1}{\sigma} + \frac{q}{\beta^m} - 1 = \frac{1.027 - 1}{0.057} + \frac{0.578}{1.027^{3.077}} - 1 = 0$$

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

Температура повітря на виході, в К

$$T_4 = \beta \cdot T_3 = 1.027 \cdot 325.369 = 333.995$$

Швидкість потоку на виході з дифузору, в м/с

$$c_4 = c_{3д} \cdot \sqrt{1 - \frac{\beta - 1}{\sigma}} = 193.918 \cdot \sqrt{1 - \frac{1.027 - 1}{0.057}} = 141.631$$

Тиск повітря на виході, в кПа

$$p_4 = p_3 \cdot \beta^{\frac{n_4}{n_4 - 1}} = 129.49 \cdot 1.027^{\frac{1.65}{1.65 - 1}} = 138.383$$

Щільність повітря, в кг/м³

$$\rho_4 = \frac{10^3 \cdot p_4}{R_{п} \cdot T_4} = \frac{10^3 \cdot 138.383}{287.4 \cdot 333.995} = 1.442$$

Втрати в лопатевому дифузорі, Дж/кг

$$L_{r4} = R_{п} \cdot A \cdot (T_4 - T_3)$$

$$\text{де } A = \left(\frac{k_k}{k_k - 1} - \frac{n_4}{n_4 - 1} \right) = \frac{1.394}{1.394 - 1} - \frac{1.65}{1.65 - 1} = 1$$

$$L_{r4} = R_{п} \cdot A \cdot (T_4 - T_3) = 287.4 \cdot 1 \cdot (333.995 - 325.369) = 2479.665$$

Ступінь підвищення тиску в лопатевому дифузорі

$$\pi_4 = \frac{p_4}{p_3} = \frac{138.383}{129.49} = 1.069$$

Адіабатний ККД лопатевого дифузору

$$\eta_{4.ад} = \frac{\left(\frac{k_k - 1}{k_k} \right)}{\left(\frac{n_4 - 1}{n_4} \right)} = \frac{1.069^{\frac{1.394 - 1}{1.394}} - 1}{1.069^{\frac{1.65 - 1}{1.65}} - 1} = 0.715$$

Розрахунок збірного завитка

Температура потоку на виході з компресора, в К

$$T_5 = T_4 + \Delta T_{45}$$

де $c_5 = 65$ м/с - приймаємо величину швидкості потоку на виході з компресора; згідно [5, ст 25] вибирається з діапазону $c_5 = (50 \dots 80)$ м/с

$$\Delta T_{45} = \frac{(k_k - 1) \cdot (c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot k_k \cdot R_{\Pi}} = \frac{(1.394 - 1) \cdot (141.631^2 - 65^2)}{2 \cdot 1.394 \cdot 287.4} = 7.785$$

$$T_5 = T_4 + \Delta T_{45} = 333.995 + 7.785 = 341.779$$

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 [5, ст 25] вибирається з діапазону $n_5 = (1.9 \dots 2.0)$

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}} = 138.383 \cdot \left(\frac{341.779}{333.995} \right)^{\frac{1.95}{1.95 - 1}} = 145.085$$

Щільність повітря на виході, в кг/м³

$$\rho_5 = \frac{10^3 \cdot p_5}{R_{\Pi} \cdot T_5} = \frac{10^3 \cdot 145.085}{287.4 \cdot 341.779} = 1.477$$

Прохідний перетин вихідного патрубку, в м²

$$f_5 = \frac{G_K}{c_5 \cdot \rho_5} = \frac{0.124}{65 \cdot 1.477} = 1.294 \times 10^{-3}$$

Втрати у вихідному пристрої, в Дж/кг

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

$$\text{де } A = \left(\frac{k_K}{k_K - 1} - \frac{n_5}{n_5 - 1} \right) = \frac{1.394}{1.394 - 1} - \frac{1.95}{1.95 - 1} = 1.486$$

$$L_{r5} = R_{\Pi} \cdot A \cdot (T_5 - T_4) = 287.400 \cdot 1.486 \cdot (341.779 - 333.995) = 3324.832$$

Ступінь підвищення тиску в завітці

$$\pi_5 = \frac{p_5}{p_4} = \frac{145.085}{138.383} = 1.048$$

Адіабатний ККД завітки

$$\eta_{5.ad} = \frac{\left(\frac{k_K - 1}{k_K} \right)}{\left(\frac{n_5 - 1}{n_5} \right)} = \frac{1.048 \cdot \frac{1.394 - 1}{1.394} - 1}{1.048 \cdot \frac{1.95 - 1}{1.95} - 1} = 0.577$$

Розрахунок параметрів стиснутого повітря і ККД компресора

Температура загальмованого потоку на виході, в К

$$T_K = T_5 + \frac{(k_K - 1) \cdot c_5^2}{2 \cdot k_K \cdot R_{\Pi}} = 341.779 + \frac{(1.394 - 1) \cdot 65^2}{2 \cdot 1.394 \cdot 287.4} = 343.856$$

Тиск загальмованого потоку, в кПа

$$p_K = p_5 \cdot \left(\frac{T_K}{T_5} \right)^{\frac{k_K}{k_K - 1}} = 145.085 \cdot \left(\frac{343.856}{341.779} \right)^{\frac{1.394}{1.394 - 1}} = 148.229$$

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_K = \frac{p_K}{p_0 - \Delta p_K} = \frac{148.229}{101.3 - 4} = 1.523$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta \pi_k = \frac{|\pi_k - \pi_k|}{\pi_k} \cdot 100 = \frac{|1.49 - 1.523|}{1.49} \cdot 100 = 2.227$$

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

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

$$\text{де } A = \frac{k_k}{k_k - 1} \cdot \left(\pi_k^{\frac{k_k - 1}{k_k}} - 1 \right) = \frac{1.394}{1.394 - 1} \cdot \left(1.523^{\frac{1.394 - 1}{1.394}} - 1 \right) = 0.447$$

$$L_{k.ad} = R_{\Pi} \cdot T_0 \cdot A = 287.4 \cdot 293 \cdot 0.447 = 37642.723$$

Сумарна енергія на подолання опорів, в Дж/кг

$$L_{TK} = L_{r.BX} + L_r + L_{r3} + L_{r4} + L_{r5}$$

$$L_{TK} = \sum \begin{pmatrix} L_{r.BX} \\ L_r \\ L_{r3} \\ L_{r4} \\ L_{r5} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 130.923 \\ 4446.791 \\ 2098.681 \\ 2479.665 \\ 3324.832 \end{pmatrix} = 12480.892$$

Допоміжний коефіцієнт для визначення показника політропи в компресорі

$$m_k = \frac{k_k}{k_k - 1} - \frac{L_{TK}}{R_{\Pi} \cdot (T_k - T_0)} = \frac{1.394}{1.394 - 1} - \frac{1.248 \times 10^4}{287.4 \cdot (343.856 - 293)} = 2.685$$

Показник політропи стиску повітря в компресорі

$$n_k = \frac{m_k}{m_k - 1} = \frac{2.685}{2.685 - 1} = 1.594$$

Робота компресора при політропному стиску, в Дж/кг

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

$$A = \frac{n_k}{n_k - 1} \cdot \left(\pi_k^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1 \right) = \frac{1.594}{1.594 - 1} \cdot \left(1.523^{\frac{1.594 - 1}{1.594}} - 1 \right) = 0.456$$

$$L_{п.к} = R_{п.к} \cdot T_0 \cdot A = 287.4 \cdot 293 \cdot 0.456 = 38378.272$$

Адіабатний ККД компресора

$$\eta_{к.ад} = \frac{L_{к.ад}}{L_{п.к} + L_{гк}} = \frac{3.764 \times 10^4}{3.838 \times 10^4 + 1.248 \times 10^4} = 0.74$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta \eta_{к.ад} = \frac{|\eta_k - \eta_{к.ад}|}{\eta_k} \cdot 100 = \frac{|0.74 - 0.74|}{0.74} \cdot 100 = 0.018$$

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

3.2.3 Розрахунок проточної частини турбіни

Вихідні дані для розрахунку

ККД газової турбіни по ГОСТ 9658-81 $\eta_{т.пр} = 0.73$

Температура газів перед турбіною, в К $T_T = 770$

Опір тракту на виході з турбіни, в кПа $\Delta p_T = 2$

Кількість лопаток соплового апарату $z_c = 13$

Кількість лопаток робочого колеса $z_k = 12$

Частота обертання ротора, хв⁻¹ $n_{тк} = 54200$

Коефіцієнт витоку продувного повітря $\nu = 0.009$

Газова стала для відпрацьованих газів, в Дж/(кг К) $R_T = 207.585$

Коефіцієнт швидкості $\phi = 0.95$

Потужність газової турбіни, в кВт

$$P_{\text{т.пр}} = P_{\text{к}} = 5.971$$

Витрата газів через турбіну, в кг/с

$$G_{\text{т}} = 1.01 \cdot G_{\text{к}} = 1.01 \cdot 0.124 = 0.125$$

Розрахунок основних параметрів та показників турбіни

Тиск на виході з турбіни, в кПа

$$p_2 = p_0 + \Delta p_{\text{т}} = 101.3 + 2 = 103.3$$

Питома адіабатна робота турбіни, в Дж/кг

$$L_{\text{т.ад}} = \frac{10^3 \cdot P_{\text{т.пр}}}{G_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{т.пр}}} = \frac{10^3 \cdot 5.971}{0.125 \cdot 0.73} = 65176.352$$

Приймаємо із заданого діапазону $k_{\text{т}} = (1.32 \dots 1.35)$ попереднє значення показника адіабати для турбіни.

$$k_{\text{т.пр}} = 1.338$$

Ступінь зниження тиску в турбіні

$$\pi_{\text{т}} = \frac{1}{\frac{k_{\text{т.пр}}}{(1 - A)^{\frac{k_{\text{т.пр}}}{k_{\text{т.пр}} - 1}}}}$$

$$\text{де } A = \frac{(k_{\text{т.пр}} - 1) \cdot L_{\text{т.ад}}}{k_{\text{т.пр}} \cdot R_{\text{т}} \cdot T_{\text{т}}} = \frac{(1.338 - 1) \cdot 6.518 \times 10^4}{1.338 \cdot 207.585 \cdot 770} = 0.103$$

$$\pi_{\text{т}} = \frac{1}{\frac{k_{\text{т.пр}}}{(1 - A)^{\frac{k_{\text{т.пр}}}{k_{\text{т.пр}} - 1}}}} = \frac{1}{\frac{1.338}{(1 - 0.103)^{\frac{1.338}{1.338 - 1}}}} = 1.538$$

Температура після турбіни при адіабатному розширенні, в К

$$T_{2.\text{ад}} = T_{\text{т}} \cdot \left(\frac{1}{\pi_{\text{т}}} \right)^{\frac{k_{\text{т.пр}} - 1}{k_{\text{т.пр}}}} = 770 \cdot \left(\frac{1}{1.538} \right)^{\frac{1.338 - 1}{1.338}} = 690.685$$

Середня темепература газів у процесі розширення, в °С

$$t_{\text{ср}} = \frac{1}{2} \cdot (T_{\text{т}} + T_{2.\text{ад}}) - 273 = \frac{1}{2} \cdot (770 + 690.685) - 273 = 457.343$$

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha_T = \frac{\alpha}{1 - \nu} = \frac{1.8}{1 - 9 \times 10^{-3}} = 1.816$$

Коефіцієнти мольної теплоємності продуктів згоряння

$$a_{п.з} = 21.03 + \frac{2.14}{\alpha_T} = 21.03 + \frac{2.14}{1.816} = 22.208$$

$$b_{п.з} = \left(427 + \frac{184}{\alpha_T}\right) \cdot 10^{-5} = \left(427 + \frac{184}{1.816}\right) \cdot 10^{-5} = 5.283 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при $V=\text{const}$

$$\mu C_V = a_{п.з} + b_{п.з} \cdot t_{ср} = 22.208 + 5.283 \times 10^{-3} \cdot 457.343 = 24.624$$

Уточнене значення показника адіабати

$$k_T = 1 + \frac{8.314}{\mu C_V} = 1 + \frac{8.314}{24.624} = 1.338$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta k = \frac{|k_{Т.пр} - k_T|}{k_{Т.пр}} \cdot 100 = \frac{|1.338 - 1.338|}{1.338} \cdot 100 = 0.027$$

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

Тиск газів перед турбіною, в кПа

$$p_T = \pi_T \cdot p_2 = 1.538 \cdot 103.3 = 158.85$$

Теоретична швидкість по повному перепаду тисків у турбіні, в м/с

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot L_{Т.ад}} = \sqrt{2 \cdot 6.518 \times 10^4} = 361.044$$

Колова швидкість робочого колеса, в м/с

$$u_1 = u_{1.в} \cdot c_0$$

де $u_{1.в} = 0.6$ - відносна колова швидкість робочого колеса; згідно [5, ст 25] вибирається з діапазону $u_{1.в} = (0.55 \dots 0.65)$.

$$u_1 = u_{1.в} \cdot c_0 = 0.6 \cdot 361.044 = 216.626$$

Діаметр колеса турбіни, в м

$$D_1 = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot n_{\text{ТК}}} = \frac{60 \cdot 216.626}{\pi \cdot 5.42 \times 10^4} = 0.076$$

$$\text{або в мм } D_1 \cdot 10^3 = 0.076 \cdot 10^3 = 76.333$$

Розрахунок соплового апарату (СА)

Ступінь реактивності турбіни. Приймаємо згідно [5, ст 25] з діапазону

$$\rho_T = (0.45 \dots 0.55).$$

$$\rho_T = 0.55$$

Робота адіабатного розширення газів в СА, в Дж/кг

$$L_{\text{с.ад}} = (1 - \rho_T) \cdot L_{\text{Т.ад}} = (1 - 0.55) \cdot 65176.352 = 29329.358$$

Тиск газів на виході із СА, в кПа

$$p_1 = p_T \cdot \left[1 - \frac{(k_T - 1) \cdot L_{\text{с.ад}}}{k_T \cdot R_T \cdot T_T} \right] = 158.85 \cdot \left[1 - \frac{(1.34 - 1) \cdot 2.93 \times 10^4}{1.34 \cdot 207.59 \cdot 770} \right] = 151.49$$

Швидкість на виході із СА при надкритичному витіканні, в м/с

$$c_1 = \phi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_T}{k_T + 1} \cdot R_T \cdot T_T} = 0.95 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{1.338}{1.338 + 1} \cdot 207.585 \cdot 770} = 406.314$$

Швидкість на виході із СА при докритичному витіканні, в м/с

$$c_1 = \phi \cdot \sqrt{1 - \rho_T} \cdot c_0 = 0.95 \cdot \sqrt{1 - 0.55} \cdot 361.044 = 230.086$$

Температура газів на виході із сопла, в К

$$T_1 = T_T - \frac{c_1^2 \cdot (k_T - 1)}{2 \cdot R_T \cdot k_T} = 770 - \frac{230.086^2 \cdot (1.338 - 1)}{2 \cdot 207.585 \cdot 1.338} = 737.814$$

Щільність газів, в кг/м³

$$\rho_1 = \frac{10^3 \cdot p_1}{R_T \cdot T_1} = \frac{10^3 \cdot 151.493}{207.585 \cdot 737.814} = 0.989$$

Прохідний перетин соплового апарату, в м²

$$f_1 = \frac{G_T}{\rho_1 \cdot c_1} = \frac{0.125}{0.989 \cdot 230.086} = 5.514 \times 10^{-4}$$

Внутрішній діаметр соплового апарату, в м

$$D_c = D_{\text{с.в}} \cdot D_1$$

де $D_{c.B} = 1.1$ - відносний внутрішній діаметр СА; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $D_{c.B} = (1,05...1,10)$

$$D_c = D_{c.B} \cdot D_1 = 1.1 \cdot 0.076 = 0.084$$

$$\text{або в мм } D_c \cdot 10^3 = 0.084 \cdot 10^3 = 83.966$$

Крок решітки СА на внутрішньому діаметрі, в м

$$t_c = \frac{\pi \cdot D_c}{z_c} = \frac{\pi \cdot 0.084}{13} = 0.02$$

$$\text{або в мм } t_c \cdot 10^3 = 0.02 \cdot 10^3 = 20.291$$

Коефіцієнт загромадження соплового апарату

$$\tau_c = 1 - \frac{\delta_c}{t_c}$$

де $\delta_c = 0.0017$ - товщина лопаток СА на виході; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $\delta_c = (0,0015...0,0020)$ м

$$\tau_c = 1 - \frac{\delta_c}{t_c} = 1 - \frac{1.7 \times 10^{-3}}{0.02} = 0.916$$

Ширина соплової решітки, в м

$$b_c = \frac{f_1}{\pi \cdot D_c \cdot \tau_c \cdot \sin(\alpha_1)}$$

де $\alpha_1 = 15^\circ$ - кут виходу потоку; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $\alpha_1 = (14...19)^\circ$

$$b_c = \frac{f_1}{\pi \cdot D_c \cdot \tau_c \cdot \sin\left(\alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = \frac{5.514 \times 10^{-4}}{\pi \cdot 0.084 \cdot 0.916 \cdot \sin\left(15 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 8.815 \times 10^{-3}$$

$$\text{або в мм } b_c \cdot 10^3 = 8.815 \times 10^{-3} \cdot 10^3 = 8.815$$

Розрахунок робочого колеса (РК) турбіни

Радіальні складові швидкостей c_1 та w_1 на вході в РК, в м/с

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin\left(\alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 230.086 \cdot \sin\left(15 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 59.551$$

$$w_{1r} = c_{1r} = 59.551$$

Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos\left(\alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 230.086 \cdot \cos\left(15 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 222.246$$

Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 = 222.246 - 216.626 = 5.62$$

Відносна швидкість входу потоку на РК, в м/с

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1r}^2} = \sqrt{5.62^2 + 59.551^2} = 59.815$$

Кут входу потоку на РК при відносному русі, в °

$$\beta_1 = \operatorname{atan}\left(\frac{w_{1r}}{w_{1u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{59.551}{5.62}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 84.609$$

Ступінь радіальності турбіни, попереднє оцінювання

$$r_{\text{пр}} = 0.531$$

Відносна швидкість виходу потоку з РК, в м/с

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + \rho_T \cdot c_0^2 - (1 - r_{\text{пр}}^2) \cdot u_1^2}$$

де $\psi = 0.9$ - швидкісний коефіцієнт; згідно [5, ст 25] вибирається з діапазону $\psi = 0.85 \dots 0.95$

$$C = \rho_T \cdot c_0^2 = 0.55 \cdot 361.044^2 = 7.169 \times 10^4$$

$$D = (1 - r_{\text{пр}}^2) \cdot u_1^2 = (1 - 0.531^2) \cdot 216.626^2 = 3.37 \times 10^4$$

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + C - D} = 0.9 \cdot \sqrt{59.815^2 + 7.169 \times 10^4 - 3.37 \times 10^4} = 183.513$$

Температура газів на виході з колеса, в К

$$T_2 = T_1 - \Delta T_{12}$$

$$\Delta T_{12} = \frac{\rho_T \cdot c_0^2 - w_2^2 \cdot \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right)}{\left(\frac{2 \cdot k_T \cdot R_T}{k_T - 1} \right)} = \frac{0.55 \cdot 361.04^2 - 183.51^2 \cdot \left(\frac{1}{0.9^2} - 1 \right)}{\frac{2 \cdot 1.34 \cdot 207.59}{1.34 - 1}} = 38.79$$

$$T_2 = T_1 - \Delta T_{12} = 737.814 - 38.785 = 699.029$$

Щільність газів на виході з РК, в кг/м³

$$\rho_2 = \frac{10^3 \cdot p_2}{R_T \cdot T_2} = \frac{10^3 \cdot 103.3}{207.585 \cdot 699.029} = 0.712$$

Прохідний перетин робочих лопаток на виході, в м²

$$f_2 = \frac{G_T}{(1 + \xi_{BT}) \cdot \rho_2 \cdot w_2}$$

де $\xi_{BT} = 0.025$ - коефіцієнт втрат газів у радіальному зазорі; згідно [5, ст 25] вибирається з діапазону $\xi_{BT} = (0.02 \dots 0.03)$

$$f_2 = \frac{G_T}{(1 + \xi_{BT}) \cdot \rho_2 \cdot w_2} = \frac{0.125}{(1 + 0.025) \cdot 0.712 \cdot 183.513} = 9.371 \times 10^{-4}$$

Середній діаметр РК на виході, в м

$$D_{2.пр} = D_1 \cdot r_{пр} = 0.076 \cdot 0.531 = 0.041$$

$$\text{або в мм } D_{2.пр} \cdot 10^3 = 0.041 \cdot 10^3 = 40.533$$

Крок лопаток на виході, в м

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_{2.пр}}{z_K} = \frac{\pi \cdot 0.041}{12} = 0.011$$

$$\text{або в мм } t_2 \cdot 10^3 = 0.011 \cdot 10^3 = 10.611$$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2}$$

де $\delta_2 = 0.0015$ м - товщина лопаток РК на виході; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $\delta_2 = (0,001...0,002)$ м

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} = 1.000 - \frac{0.002}{0.011} = 0.859$$

Висота робочих лопаток на виході з РК, в м

$$l_2 = \frac{f_2}{\pi \cdot D_{2.пр} \cdot \tau_2 \cdot \sin(\beta_2)}$$

де $\beta_2 = 32^\circ$ - кут лопаток на виході; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $\beta_2 = (30...35)^\circ$

$$l_2 = \frac{f_2}{\pi \cdot D_{2.пр} \cdot \tau_2 \cdot \sin\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = \frac{9.371 \times 10^{-4}}{\pi \cdot 0.041 \cdot 0.859 \cdot \sin\left(32 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 0.016$$

$$\text{або в мм } l_2 \cdot 10^3 = 0.016 \cdot 10^3 = 16.174$$

Діаметр маточини колеса турбіни, в м

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_1$$

де $D_{0.в} = 0.27$ - відносний діаметр маточини колеса турбіни; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $D_{0.в} = (0,2...0,3)$ м

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_1 = 0.27 \cdot 0.076 = 0.021$$

$$\text{або в мм } D_0 \cdot 10^3 = 0.021 \cdot 10^3 = 20.61$$

Зовнішній діаметр колеса на виході, в м

$$D_3 = D_0 + 2 \cdot l_2 = 0.021 + 2 \cdot 0.016 = 0.053$$

$$\text{або в мм } D_3 \cdot 10^3 = 0.053 \cdot 10^3 = 52.958$$

Середній діаметр колеса на виході, (уточнене значення), в м

$$D_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (D_0^2 + D_3^2)} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (0.021^2 + 0.053^2)} = 0.04$$

$$\text{або в мм } D_2 \cdot 10^3 = 0.04 \cdot 10^3 = 40.183$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta D_2 = \frac{|D_{2.\text{пр}} - D_2|}{D_{2.\text{пр}}} \cdot 100 = \frac{|0.041 - 0.04|}{0.041} \cdot 100 = 0.863$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta D_2] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Уточнення ступеня радіальності

$$r = \frac{D_2}{D_1} = \frac{0.040}{0.076} = 0.526$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta r = \frac{|r_{\text{пр}} - r|}{r_{\text{пр}}} \cdot 100 = \frac{|0.531 - 0.526|}{0.531} \cdot 100 = 0.863$$

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

Колова швидкість колеса на діаметрі D_2 , в м/с

$$u_2 = r \cdot u_1 = 0.526 \cdot 216.626 = 114.036$$

Осьові складові швидкостей c_2 та w_2 , в м/с

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 183.513 \cdot \sin\left(32 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 97.247$$

$$c_{2a} = w_{2a} = 97.247$$

Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 183.513 \cdot \cos\left(32 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 155.628$$

Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$$c_{2u} = w_{2u} - u_2 = 155.628 - 114.036 = 41.592$$

Абсолютна швидкість виходу потоку з РК

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{97.247^2 + 41.592^2} = 105.768$$

Кут виходу потоку з колеса в абсолютному русі, в °

$$\alpha_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{97.247}{41.592}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 66.844$$

Розрахунок ККД та потужності газової турбіни

Втрати в сопловому апараті, в Дж/кг

$$L_{rc} = (1 - \phi^2) \cdot L_{c.ad} = (1 - 0.95^2) \cdot 29329.358 = 2859.612$$

Втрати в робочому колесі, в Дж/кг

$$L_{rk} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) \cdot \frac{w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{0.9^2} - 1\right) \cdot \frac{183.513^2}{2} = 3949.762$$

Втрати з вихідною швидкістю, в Дж/кг

$$L_{rc2} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{105.768^2}{2} = 5593.425$$

Середня щільність газів у РК, в кг/м³

$$\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{0.989 + 0.712}{2} = 0.851$$

Втрати на тертя і вентиляцію, в Дж/кг

$$L_{TB} = \beta_{TB} \cdot \frac{D_1^2}{G_T} \cdot \left(\frac{u_1}{100}\right)^3 \cdot \rho$$

де $\beta_{TB} = 4$ - коефіцієнт втрат на тертя і вентиляцію; згідно [5, ст 25] вибирається з діапазону $\beta_{TB} = 3 \dots 5$ кДж м/(кг с)

$$L_{TB} = \beta_{TB} \cdot \frac{D_1^2}{G_T} \cdot \left(\frac{u_1}{100}\right)^3 \cdot \rho \cdot 10^3 = 4 \cdot \frac{0.076^2}{0.125} \cdot \left(\frac{216.626}{100}\right)^3 \cdot 0.851 \cdot 10^3 = 1605.808$$

Втрати на перетікання в радіальному зазорі, в Дж/кг

$$L_{BT} = \xi_{BT} \cdot \frac{c_0^2}{2} = 0.025 \cdot \frac{361.044^2}{2} = 1629.409$$

Загальні внутрішні втрати в турбіні, в Дж/кг

$$L_{IT} = L_{rc} + L_{rk} + L_{rc2} + L_{TB} + L_{BT}$$

$$L_{TT} = \sum \begin{pmatrix} L_{rc} \\ L_{rk} \\ L_{rc2} \\ L_{TB} \\ L_{BT} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 2.86 \times 10^3 \\ 3.95 \times 10^3 \\ 5.593 \times 10^3 \\ 1.606 \times 10^3 \\ 1.629 \times 10^3 \end{pmatrix} = 1.564 \times 10^4$$

Внутрішній ККД турбіни

$$\eta_{oi} = 1 - \frac{L_{TT}}{L_{T.ад}} = 1 - \frac{1.564 \times 10^4}{6.518 \times 10^4} = 0.76$$

ККД турбіни

$$\eta_T = \eta_{oi} \cdot \eta_{MT}$$

де $\eta_{MT} = 0.97$ - механічний ККД турбокомпресора; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $\eta_{MT} = (0,94...0,97)$

$$\eta_T = \eta_{oi} \cdot \eta_{MT} = 0.76 \cdot 0.97 = 0.737$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta\eta_T = \frac{|\eta_{T.пр} - \eta_T|}{\eta_{T.пр}} \cdot 100 = \frac{|0.73 - 0.737|}{0.73} \cdot 100 = 0.995$$

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

Потужність газової турбіни, в кВт

$$P_T = 10^{-3} \cdot G_T \cdot L_{T.ад} \cdot \eta_T = 10^{-3} \cdot 0.125 \cdot 6.518 \times 10^4 \cdot 0.737 = 6.03$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta P_T = \frac{|P_{T.пр} - P_T|}{P_{T.пр}} \cdot 100 = \frac{|5.971 - 6.03|}{5.971} \cdot 100 = 0.995$$

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

3.3 Висновок по розділу

В даному розділі дипломного проекту було обґрунтовано та обрано типорозмір турбокомпресору, який стане основою системи газотурбінного наддуву двигуна. Було розраховано параметри проточної частини компресору та турбіни, а також визначено термодинамічні параметри повітряного потоку та потоку відпрацьованих газів.

Аналіз існуючих типів конструктивного виконання лопаток колеса компресора показав що найкращим для застосування з точки зору ефективності є лопатки закритого типу. Тому запропонована конструкція робочого колеса містить лопатки закритого типу.

					ПННІ НУК 142.44.24.21.ПЗ	Арку
						93
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ОРГАНІЗЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникає при експлуатації дизеля.

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

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

I-а група це речовини, що не роблять безпосереднього 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 це окиси азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (діоксид) азоту NO_2 .

IV-а група, сама найчисельніша, це різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група в якій окремо виділено сажу.

До складу відпрацьованих газів газодизелів, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Склад відпрацьованих газів двигунів, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але залишкова частина відпрацьованих газів, що складає не більш 1% від загальної витрати, визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.44.24.21.ПЗ	Арку
						94
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання.

Крім шкідливих речовин до складу відпрацьованих газів входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO₂. Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату.

4.1.2 Заходи що зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Серед основних заходів впливу на процеси що відбуваються в циліндрі двигуна, з точки зору покращення його екологічних показників найбільшого поширення набули наступні:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення;
- в) рециркуляція відпрацьованих газів;
- г) застосування висоякісних палив та присадок до них;
- д) нейтралізація токсичних компонентів відпрацьованих газів;

4.2 Охорона праці при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля:

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ГОСТ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила.

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

Згідно ГОСТ 12.1.005 – 76 встановлені припустимі границі концентрації пари дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й олії. Згідно СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для запобігання цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дроття, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпека.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

					ПННІ НУК 142.44.24.21.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		96

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення. Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП.

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

					ПННІ НУК 142.44.24.21.ПЗ	Арку
						97
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.2 Визначення рівня шуму і вібрації проектного двигуна.

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

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму

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

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

Таблиця 4.2 - Санітарні норми вібрації

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	0,6/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Рівень шуму в Дб, вироблений двигуном 4ЧН 9,8/12,8 визначається по формулі:

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

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 2500$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 2500$ об/хв;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 85$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(2500 + 85^{0.55}) + 30 \cdot \lg\left(\frac{2500}{2500}\right) \right] = 84,141;$$

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

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

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

Рівень вібрації в Дб, для двигуна 4Ч 9,8/12,8 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 650$ кг;

f – частота обертання, $f = 41,6$ с⁻¹;

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \cdot \left[\frac{2500 \cdot 85^{0.55} \cdot \left(\frac{1+85}{650} \right)}{1 + \left(\frac{1}{2500} \right)^3 \cdot \frac{650}{85}} \right] + 30 \cdot \lg \left(\frac{2500}{2500} \right) = 79,813;$$

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

Одним з найбільш ефективних способів зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

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

					ПННІ НУК 14.2.44.24.21.ПЗ	Арку
						99
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Висновок по розділу

З проведених розрахунків шуму та вібрації створених спроектованим двигуном видно, що їхні значення дещо перевищують допустимі санітарні норми, що буде справляти негативний вплив на обслуговуючий персонал.

Тому крім стандартних засобів гасіння шуму та вібрації, таких як підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, капотування двигуна та ін., було запропоновано ряд додаткових заходів, які дозволять знизити рівень шуму та вібрації двигуна серед яких: застосування спеціальних вібропоглинаючих опор для двигуна, звукоізолюючих кабін з яких проводиться управління двигуном, використання засобів індивідуального захисту обслуговуючим персоналом, зменшення зазорів в деталях двигуна за рахунок притирання та підгонки деталей.

Щодо заходів спрямованих на підвищення рівня техніки безпеки та протипожежного захисту, то до них можна віднести встановлення в приміщенні автоматичної системи пожежогасіння та систем сигналізації про перевищення концентрації в приміщенні небезпечних для здоров'я та наявність вибухонебезпечних речовин, що в поєднанні з ефективною системою вентиляції дозволить значно знизити ризик виникнення захворювань в обслуговуючого персоналу та пожежі в приміщенні.

Також необхідно приділяти значну увагу проведенню відповідних інструктажів з техніки безпеки та протипожежного захисту серед обслуговуючого персоналу, організації комплексу заходів по систематичному підвищенню рівня кваліфікації робітників, обладнання приміщення всіма необхідними засобами для інформування та попередження працівників про можливі небезпеки на підприємстві та порядок дій при виникненні небезпечних ситуацій.

Поєднання комплексу всіх вище перелічених заходів дозволить створити безпечні та комфортні умови для робочого персоналу.

					ПННІ НУК 142.44.24.21.ПЗ	Арку
						100
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективності роботи дизельного двигуна для автотранспорту, потужністю 80 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 9,8/12,7, за рахунок застосування наддуву.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування спроектованого двигуна, яким є автотранспорт «Балканкар». Було вивчено будову двигуна-прототипу марки Д-3900, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу спроектованого 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 спроектованого двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи впуску штатного двигуна та оцінено його потенційні можливості щодо форсування. Запропоновано конструкторське рішення що передбачає модернізацію системи впуску-випуску двигуна шляхом газотурбінного наддуву. Враховано особливості конструктивного виконання коліс компресора та обрана найбільш досконала конструкція. Розраховано геометричні та термодинамічні параметри проточної частини як компресору так і турбіни спроектованого турбокомпресору. Оцінено ефективність запропонованого конструкторського рішення.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу спроектованого двигуна на навколишнє середовище, та визначено кількісні

					ПННІ НУК 14.2.44.24.21.ПЗ	Арку
						101
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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