

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення ефективних показників дизельного двигуна,
потужністю 300 кВт, за рахунок вдосконалення системи наповнення.
Прототип 6Ч 15/15.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-22з

_____ **Паламарчук О.О.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2023 р.

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

Студенту Паламарчуку Олександр Олександровичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективних показників дизельного двигуна, потужністю 300 кВт, за рахунок вдосконалення системи наповнення. Прототип 6Ч 15/15»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.23 за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 20.11.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6Ч 15/15, номінальною потужністю 221 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 наповнення.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення бойової машини (ГК), 2. Двигун 6ЧН 15/15 (СК)

3. Схема системи впуску (ПС) 4. Турбокомпресор (СК). 5. Плани швидкостей руху повітряного потоку(ПШ). 6 Індикаторна діаграма(ІД).

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «11» вересня 2023р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	18.09.2023	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	02.10.2023	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	16.10.2023	
4.	Розробка системи впуску	30.10.2023	
5.	Захист навколишнього середовища	6.11.2023	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	9.11.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	10.11.2023	
8.	Робота з кресленням схеми системи наддуву	10.11.2023	
9.	Робота з складальним кресленням турбо-компресору	10.11.23	
10.	Робота з кресленням планів швидкості колеса	10.11.23	
11.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	13.11.23	
12.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.11.23	

Студент

(підпис)

Паламарчук О.О.

Керівник роботи

(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення ефективних показників дизельного двигуна, потужністю 300 кВт, спроектованого на базі прототипу 6Ч 15/15 за рахунок вдосконалення системи наповнення.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є бойова машина піхоти БМП-2. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

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

Описано систему наповнення штатного двигуна, та розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено що вихідні техніко-економічні параметри двигуна знаходяться на задовільному рівні. Запропоновано покращити вихідні показники двигуна за рахунок вдосконалення системи впуску, засотувавши газотурбінний наддув. Виконано розрахунок вхідних та вихідних параметрів робочого тіла на вході та виході з колеса компресора та турбіни. Оцінено ефективність прийнятих рішень.

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

Ключові слова: бойова машина, дизель, робочий цикл, система наддуву, турбокомпресор, токсичні викиди, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the performance of a 300 kW diesel engine designed on the basis of the 6Ch 15/15 prototype by improving the filling system.

The object of engine installation, which is an infantry fighting vehicle BMP-2, is described. The features of the design and operation of the prototype engine are considered and described.

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

The filling system of a standard engine is described, and its advantages and disadvantages are considered. The low initial technical and economic parameters of the engine are revealed. It is proposed to improve the engine performance by improving the intake system by salting the gas turbine supercharging. The input and output parameters of the working fluid at the inlet and outlet of the compressor and turbine wheels were calculated. The effectiveness of the decisions made was evaluated.

The problems of the harmful effects of the designed diesel engine on the environment during operation are described. Quantitative indicators of emissions of the main 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 determined.

Keywords: combat vehicle, diesel engine, duty cycle, supercharging system, turbocharger, toxic emissions, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	6
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу	6
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	9
1.3 Висновки по розділу	18
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	19
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	19
2.2. Побудова індикаторної діаграми	32
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	39
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	47
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	53
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ НАПОВНЕННЯ	55
3.1. Особливості роботи штатної системи повітропостачання дизеля	55
3.2. Обґрунтування рішень щодо удосконалення системи наповнення	60
3.3 Обґрунтування та аналіз прийнятих рішень	63
3.4 Розрахунок параметрів турбокомпресору	67
3.5 Висновки по розділу	107
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	108
4.1. Захист навколишнього середовища	108
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	112
4.3 Висновок по розділу	114

					<i>ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		<i>Паламарчук О</i>			<i>Пояснювальна записка</i>	Лист.	Аркуш
Перевірив		<i>Швець І.А.</i>					2
						<i>ПННІ НУК</i>	
Н. Контр.		<i>Швець І.А.</i>					
Затвердив.		<i>Нестеренко</i>					

ВИСНОВКИ	115
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	116
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація двигун 6ЧН 15/15	
Додаток 2 Специфікація турбокомпресор ТКР-14	

					ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

ВСТУП

Транспортні машини - найбільш масова продукція машинобудування. У рік в усьому світі виробляються мільйони вантажних і легкових автомобілів, тракторів, будівельно-дорожніх та військово-транспортних машин. Більшість з них обладнається двигунами внутрішнього згоряння, завданням яких є забезпечення споживацьких якостей машин на яких вони встановлені.

Загальна тенденція розвитку транспортних машин - підвищення швидкостей, потужності силових установок, а також безперервне зростання числа транспортних систем. Все це веде до збільшення номенклатури двигунів які мають задовольняти поточні вимоги споживачів.

Вихідні показники дизельного двигуна з наддувом, безпосередньо залежать від роботи турбокомпресору. Саме він забезпечує потрібний тиск та густину повітряного потоку перед клапанами, а також витрату повітря необхідну для повного згоряння дизельного палива, що головним шляхом підвищення потужності двигуна.

Підвищення економічності комбінованих двигунів внутрішнього згоряння буде залишатися головним завданням на найближчі десятиріччя. Адже саме підвищення економічності комбінованих двигунів різного функціонального призначення, розширяє виробництво та збільшує їх споживацькі можливості. У зв'язку з цим треба вказати що застосування систем газотурбінного наддуву був є і залишається самим перспективним напрямком форсування двигунів, так як дає можливість забезпечити високі вихідні техніко-економічні показники силової установки при малих масо-габаритних параметрах. Досягнення таких результатів можливо за рахунок оптимізації параметрів турбокомпресора та двигуна та їх злагодженої роботи.

Вирішення описаних проблем дасть можливість покращити вихідні техніко-економічні показники проектного двигуна, покращити ефективність системи наповнення, та при цьому зберегти масо-габаритні показники установки що підтверджує **актуальність даної роботи.**

					ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо покращення ефективних показників дизельного двигуна, потужністю 300 кВт, спроектованого на базі прототипу 6Ч 15/15 за рахунок вдосконалення системи наповнення

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення БМП-2;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати та описати систему наповнення штатного двигуна, виявити її переваги та недоліки. Оцінити вихідні параметри двигуна та за потреби надати рекомендації щодо комплексу заходів для їх покращення. Визначити вихідні параметри турбокомпресора та проаналізувати отримані результати;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна, та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

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

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з покращенням ефективності системи наповнення дизельного двигуна для бойової машини за рахунок встановлення агрегату наддуву.

Апробацію результатів роботи здійснено на І-й студентській науково-практичній конференції «Енергозбереження як енергетична безпека України» що проходила в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

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

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

БМП-2 гусенична бойова машина піхоти, призначена для транспортування особового складу до переднього краю, підвищення його мобільності, озброєності та захищеності на полі бою в умовах застосування ядерної зброї і спільних дій з танками в бою.

Вежа вміщує двох чоловік: командира відділення і навідника-оператора. Основне озброєння - автоматична 30-мм гармата 2А42. Екіпаж машини складається з трьох чоловік - механіка-водія, оператора-навідника і командира. Також в машині перевозиться десант з 7 чоловік, які можуть вести вогонь через спеціальні амбразури. Корпус і вежа БМП-2 зварені з катаних сталевих броньових листів товщиною від 5 до 19 мм. Лоб вежі товщиною 23 мм.

У лівій передній частині машини розташовується відділення управління, в якому знаходиться місце механіка-водія з органами управління рухом машини, приладами спостереження і засобом зв'язку. За механіком-водієм знаходиться місце стрілка, обладнане амбразурою для стрільби з особистої зброї, а також приладами спостереження і засобами зв'язку.

Моторно-трансмісійне відділення розташовується в правій передній частині машини, по довжині машини поєднане з відділенням управління і розділене з ним тепло- та шумоізоляційною перегородкою. Для доступу до агрегатів в машинному відділенні є люки.

У середній частині машини знаходиться бойове відділення, у якому розташовані робочі місця оператора-навідника і командира, а також основне і допоміжне озброєння. У підвежному просторі знаходяться змонтовані коробки з патронами для кулемета, а також система стрічкового живлення гармати бронебійно-трасуючими і осколковими пострілами. У десантному відділенні, що знаходиться в кормовій частині машини, знаходяться 6 місць для стрільців. У

					ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

кормі є двоє дверей для виходу десанту. Десантне відділення розділяє середній паливний бак і контейнер електрообладнання, в якому знаходяться акумулятори, обігрівач і інші блоки живлення.

Як основне озброєння БМП-2 використовується 30-мм автоматична гармата 2А42 з боєкомплект в 500 пострілів. З гарматою спарений 7,62 кулемет ПКТ, що має боєкомплект на 2000 патронів. Крім того, для боротьби з танками БМП-2 має ПТРК 9К111 «Фагот» або 9К111-1 «Конкурс» з 4 пострілами до нього. Також на машині були встановлені 6 гранатометів системи постановки димової завіси 902У «Хмара» для стрільби 81-мм димовими гранатами.



Рис. 1.1 – Зовнішній вигляд БМП-2 з оновленим бойовим модулем

Моторно-трансмісійне відділення машини розділене на два блоки. Перший блок - силовий і об'єднує в собі двигун, планетарні механізми повороту і коробку передач. Другий - блок охолодження і очищення, в ньому об'єднані радіатори системи охолодження, змащення двигуна, ежектор, очисник повітря і масляну систему трансмісії.

Двигун - 6-циліндровий 4-тактний безкомпресорний дизель УТД-20 рідинного охолодження з безпосереднім уприскуванням. Максимальна потужність складає 210-221 кВт. Загальна маса сухого двигуна близько 700 кг. Силовий блок знаходиться в передній частині машини, під «ребристим» верхнім броньовим листом. У нього входять трансмісія, що включає в себе коробку передач, вузли рульового управління, зчеплення. Двигун же, що знаходиться

					ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

праворуч від механіка-водія, повністю закритий і без спеціального обладнання доступ до нього практично неможливий. Єдиний шлях до двигуна перегороджено броньованою плитою, і без серйозного підйомного обладнання не має можливості проводити ремонт.

Незважаючи на гусеничний хід машина досить швидка і швидкість в 65 км/год по шосе явно занижена з розрахунку на стале управління, а на гранично високій швидкості машина стає просто некерованою. По пересіченій місцевості або ґрунтовій дорозі більше 40 км / год неможливо розігнатися, тільки через особливості конструкції машини.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики БМП-2.

Назва параметру	Значення параметру
Бойова маса, т	14,0
Екіпаж, чол.	3
Десант, чол.	7
Довжина корпусу, мм	6735
Ширина корпусу, мм	3150
Висота, мм	2450 (по освітлювачах) 2250 (по приладах прицілювання)
База, мм	3600
Колія, мм	2550
Кліренс, мм	420
Тип броні	сталева катана гомогенна (протикульна, протиосколкова)
Калібр і марка гармати	30-мм 2А42
Тип гармати	нарізна малокаліберна автоматична гармата
Боекомплект гармати	500 (бронебійні, осколково-фугасні)
Дальність стрільби, км	до 4 по наземним до 2,5 за повітряним
Кулемети	1 × 7,62-мм ПКТ
Інше озброєння	ПТРК 9К111 або 9К113
Тип двигуна	УТД-20
Потужність двигуна, кВт	210-221
Швидкість по шосе, км / год	65
Швидкість по пересіченій місцевості, км / год	40-50 по ґрунтовій дорозі 7 на плаву
Запас ходу по шосе, км	550-600

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Двигун УТД – 20 чотиритактний безкомпресорний дизель, рідинного охолодження, з займанням від стиснення, з безпосереднім уприскуванням палива, з числом циліндрів 6 та V-подібними розташування з кутом розвалу 120°.

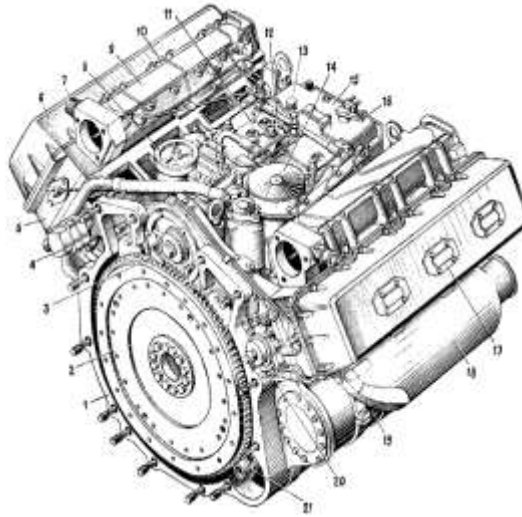


Рис. 1.2 - Двигун (вид з боку маховика):

1 - блок-картер; 2 - маховик; 3 - стрілка-показчик; 4 - датчик тахометра; 5 - головка блоку; 6 - кришка головки блоку; 7 - штуцер відводу охолоджувальної рідини; 8 - паливний фільтр тонкого очищення; 9 - випускний колектор; 10 - трубка високого тиску; 11 - паливний насос; 12 - паливopідкачувальний насос; 13 - стрижень виміру рівня мастила в регуляторі; 14 - відцентровий масляний фільтр; 15 - всережимний регулятор; 16 - важіль управління паливним насосом; 17 - кришка люка доступу до форсунки; 18 - впускний колектор; 19 - генератор; 20 - розподільник повітря; 21 - шестерня стартера.

Двигун УТД-20 складається з кривошипно-шатунного механізму, газорозподільному механізму, а також механізму передач та механізму врівноваження.

Блок-картер призначений для монтажу всіх деталей, вузлів і служить силовим остовом двигуна. Блок-картер відливається разом з сорочками циліндрів з кутом розвалу блоків 120 ° і являє собою жорстку монолітну конструкцію тунельного типу. В середині блок-картер розділений ребренними поперечними перегородками на три циліндрових відсіки і має порожнину для встановлення шестерень механізму передач. У тунель, з розточками в перегородках, на роликових корінних підшипниках встановлюється колінчастий вал.

У нижній частині перегородок паралельно осі колінчастого вала зроблені розточки для монтажу механізму зрівноваження.

З лівого і правого боків блок-картера зроблено по три люки для монтажу шатунів. З правого боку блок-картера є оброблені фланці для монтажу масляного насоса і патрубків водяного насоса. З лівого боку блок-картера виконано місце для монтажу стартера. Вище стартера на припливі кріпиться генератор. З боку переднього торця на блок-картері є фланець, на який встановлюється стакан першого корінного підшипника і передня кришка. Зверху по осі розвалу блок-картера виконаний приплив з розточенням всередині, в яку встановлюється муфта випередження впорскування палива. Продовження цієї розточення є опорою корпусу паливного насоса високого тиску. Зверху на припливі є два різьбових отвори для відведення масла до механізму газорозподілу, паливного насоса і повітряного компресора машини. З торця припливу встановлений штуцер датчика манометра.

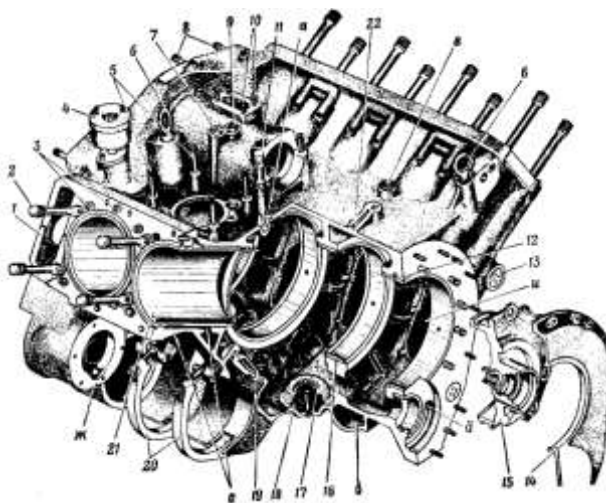


Рис. 1.3 – Блок-картер:

1 - гумова прокладка; 2 - анкерна шпилька; 3 - трубки перепуску охолоджувальної рідини; 4 - сапун; 5 - шпильки кріплення масляного фільтра; 6 - рим-болт; 7 - втулка відведення масла до механізму газорозподілу; 8 - шпильки кріплення двигуна до машини; 9 - втулка відведення масла до компресора; 10 - шпильки кріплення паливного фільтра; 11 - штуцер для виміру тиску масла; 12 - штифт; 13 - технологічна заглушка; 14 - передня кришка; 16 - стакан першого підшипника; 16 - обойма корінної опори; 17 - захисна сітка; 18 - пробка зливного отвору; 19 - кришка люка; 20 - напівбугелі кріплення стартера; 21 - гільза циліндра; 22 - опора паливного насоса: а - канал головної магістралі; б - водяний канал; в - отвір для зливу масла з паливного насоса; д - отвір для зливу масла з порожнини механізму врівноваження; е - порожнини охолодження гільз циліндрів; ж - прилив кріплення генератора; і - циліндровий відсік.

У розвалі блок-картера на шпильках кріпиться блок паливних фільтрів, блок масляних фільтрів, сапун. Для демонтажу та монтажу блок-картера в верхній частині вкручені рим-болти. У кожному блоці виконано по три розточення, в які вставляються гільзи циліндрів. Між зовнішньою поверхнею гільзи і внутрішньою поверхнею розточення утворюється кільцева порожнина для протікання охолоджуючої рідини.

Гільзо-циліндри виготовлені з високолегованої сталі. Внутрішня поверхня гільз азотована. У верхній частині гільзи є борт з кільцевими канавками для установки мідного ущільнювача кільця газового стику. Для перепуску води з охолоджуючих порожнин гільз циліндрів в охолоджуючу порожнину головок блоків на верхніх площинах блоків виконано по п'ятнадцять отворів. Ці отвори ущільнюються гумовими кільцями, натягнутими на латунні трубки.

Головка блоку відливається з алюмінієвого сплаву. Нижня плита разом з верхньої і бічними стінками утворює замкнуту порожнину. Простір між стінками, каналами і колодязем форсунки служить водяною сорочкою охолодження головки.

Головки блоків встановлюються на виступаючі над площиною блок-картера бурти гільз.

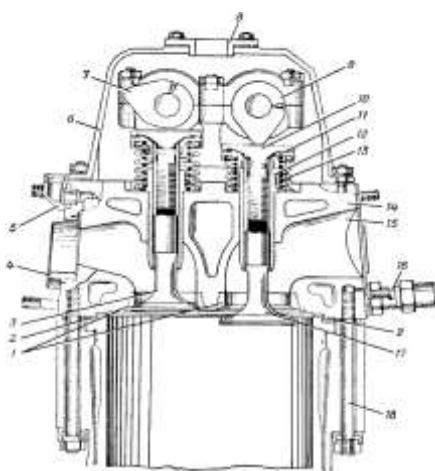


Рис. 1.4 – Головка блоку.

1 - сидла клапанів; 2 – ущільнювальне мідне кільце; 3 - випускний клапан; 4 - випускне вікно; 5 – паровідвідний кутник; 6 - кришка головки блоку; 7 - випускний розподільний вал; 8 - кришки люка; 9 - впускний розподільний вал; 10 - нажимна таріль клапана; 11 - замок тарелі; 12 - напрямна втулка клапана; 13 - пружини клапана; 14 - головка блоку; 15 - впускний вікно; 16 - пусковий клапан; 17 - впускний клапан; 18 - зшивна шпилька.

Стик між площиною головки і буртами гільз ущільнюється індивідуальними мідними кільцями. У нижній площині головки розточені три камери згоряння, в кожній з яких є чотири отвори, що з'єднують камеру з впускними та випускними каналами. У розточення цих отворів запресовані сталеві сідла клапанів. До внутрішніх конічних поверхонь сідел щільно прилягають фаски клапанів. По осі кожної камери згоряння розточені отвори для установки форсунок. З боку кріплення впускного колектора, на осі кожного циліндра встановлені пускові клапани системи повітряного пуску двигуна.

Охолоджуюча рідина в сорочку головки підводиться знизу з сорочкового простору блок-картера, а відводиться через штуцер, який вмонтований в головку в районі третього циліндра. На верхній площині головки встановлені чотири підшипники розподільних валів газорозподільного механізму. Головка блоку закрита зверху кришкою. Три люка на верхній порожнині кришки головки, що закриваються штампованими кришками, забезпечують можливість установки і знімання форсунок без зняття кришки головки.

Колінчастий вал – три колінчастий, виготовлений з високоякісної легованої сталі методом штампування. Три шатунні шийки вала розташовані під кутом 120°. Шатунні шийки і корінні опори з'єднані між собою щоками еліптичної форми. На продовженнях першої і другої щік кріпляться противаги. З одного боку до валу кріпиться маховик, а з іншого в порожнину першої корінної опори запресований хвостовик. На першу корінну опору встановлюється наполегливий роликовий підшипник, внутрішнє кільце якого притиснуте до фланця.

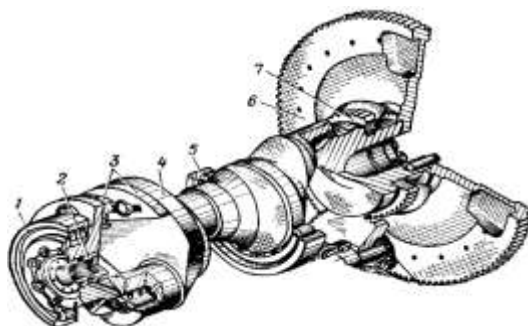


Рис. 1.5 – Колінчастий вал:

1 - зав'язаний шарикопідшипник; 2 - хвостовик; 3 - противаги; 4 - колінчастий вал; 5 - роликопідшипник; 6 - маховик; 7 - шестерня.

З боку носка на колінчастий вал встановлена шестірня, від якої через механізм передач здійснюється привід вузлів і агрегатів, які забезпечують роботу двигуна.

Маховик виготовлений зі сталі. По зовнішньому контуру маховика нарізані зуби, а на обід нанесено градування з ціною поділки один градус повороту колінчастого вала. Маховик кріпиться до хвостовика колінчастого вала в строго певному положенні, для чого один з фіксуючих штифтів розташований на більшій радіусі, ніж інші.

На двигуні УТД-20 застосована система центральних шатунів. Шатунна група складається з вільчастого та внутрішнього шатунів. Верхні головки вільчастих шатунів з'єднуються з поршнями лівого блоку, а внутрішніх – з поршнями правого блоку. Нижня головка вільчастого шатуна монтується на шатунній шийці колінчастого вала, а по її зовнішній поверхні працює нижня головка внутрішнього шатуна.

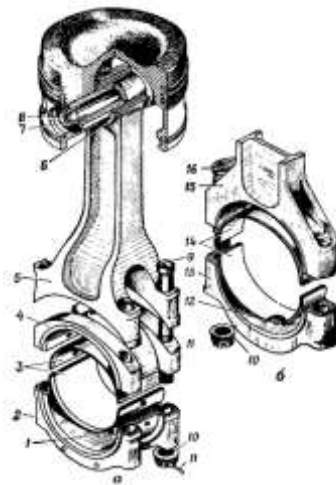


Рис. 1.6 – Шатунна група.

а - вільчастий шатун; б - нижня головка внутрішнього шатуна; 1 і 12 - штифти; 2 - кришка вільчастого шатуна; 3 і 14 - вкладиші; 4 - проставка; 5 - стрижень вільчастого шатуна; 6 - втулка; 7 - поршневий палець; 8 - заглушка; 9 - болт; 10 - гайка; 11 - шплінт; 13 - кришка внутрішнього шатуна; 15 - стрижень внутрішнього шатуна; 16 - болт.

Вкладиші виготовляються зі сталі. Внутрішня поверхня вкладишів залита тонким шаром свинцювата бронзи і для кращого припрацювання. Половинки вкладишів фіксуються від провертання штифтами. У верхні головки вільчастих

і внутрішніх шатунів запресовані бронзові втулки, що служать підшипниками для поршневих пальців. Палець змащується розбризкуванням масла через шість отворів у верхній голівці шатуна.

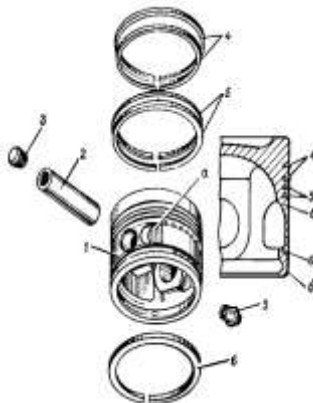


Рис. 1.7 – Поршнева група.

1 - поршень; 2 - поршковий палець; 3 - заглушка; 4, 5, 6 - поршкові кільця;
а - поглиблення; б - отвори.

Поршнева група складається з поршня, поршкових кілець, поршкового пальця і заглушок. Поршень штампований з алюмінієвого сплаву, має твердий теплоізоляційний шар. Днища поршня додана спеціальна форма, що сприяє ефективному сумішоутворенню і згорянню палива, що впорскується.

З внутрішньої сторони на спідниці поршня є дві бобишки. У розточення бобишек при зчленуванні поршня з шатуном вставляється поршковий палець. Для зменшення ваги поршня з внутрішньої і зовнішньої сторін спідниці виконані виїмки.

По поверхні поршня проточені п'ять канавок, чотири з яких розташовані вище отвору під поршковий палець, а одна - нижче. У канавки поршня встановлюються поршкові кільця. Два верхніх кільця - ущільнюючі, сталеві, трапецеїдального перетину, поверхня яких покрита хромом. Третє і четверте кільця комбіновані, конічного перетину виготовлені зі спеціального чавуну. Кільця покриті тонким шаром твердого хрому. П'яте кільце маслоз'ємне, виготовляється зі спеціального чавуну.

Поршковий палець - плаваючого типу, сталевий, цементований по зовнішній поверхні, всередині порожнистий.

Механізм газорозподілу клапанного типу з верхнім розташуванням клапанів і верхнім розташуванням розподільних валів, тобто і клапани, і розподільні вали змонтовані на голівках блоків.

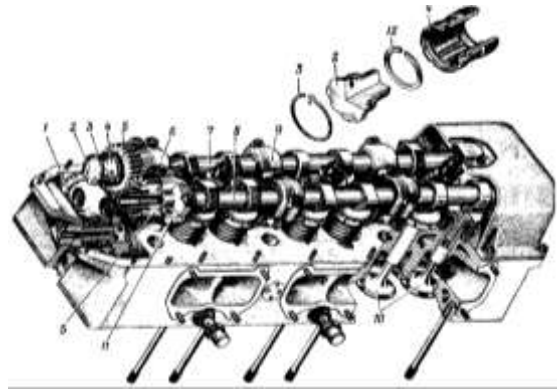


Рис. 1.8 – Механізм газорозподілу.

1 - шестерня приводу газорозподілу; 2 - гайка регулювальної втулки; 3 - стопорне кільце; 4 - регулювальна втулка; 5 - шестерня розподільного вала; 6 - кришка упорного підшипника; 7 - розподільний вал випуску; 8 - розподільний вал впуску; 9 - кришка підшипника розподільного вала; 10 - впускні клапани; 11 – опора упорного підшипника; 12 - замкове кільце.

Впускний і випускний розподільні вали встановлено в чотирьох підшипниках на верхній площині головки циліндрів. На кінцях розподільних валів монтуються шестерні, що знаходяться між собою в зачепленні. Шестерні розподільних валів отримують обертання від механізму передач. Кожен розподільний вал має по три пари кулачків. Профілі впускних і випускних кулачків однакові.

Розподільні вали порожнисті, канал всередині служить мастилопроводом. Для виходу масла до підшипників в кожній опорі і шийці вала виконано отвір.

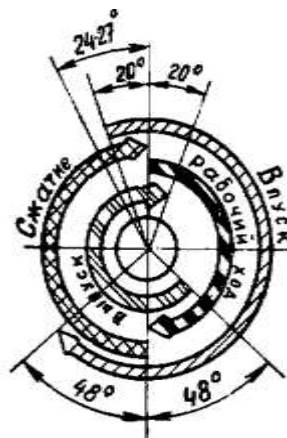


Рис. 1.9 – Діаграма фаз газорозподілу двигуна УТД-20.

Механізм передач складається з прямозубих циліндричних шестерень, установлених на підшипниках кочення в спеціальній порожнині блок-картера. Шестерні виготовлені з легованої сталі і змащуються розбризкуванням масла, яке зливається з під кришок, що закривають газорозподільні механізми правої і лівої головок блоків. Привід всього механізму передач здійснюється від шестерні колінчастого вала.

Механізм врівноваження складається з вала із закріпленими на його кінцях двома противагами, один з яких є шестернею, що входить в зачеплення з шестірнею колінчастого вала. Противаги встановлені на валу в одній площині, але в протилежному один щодо одного становищі на шпонках і стягуються гайками.

Система живлення двигуна паливом складається з паливних баків, паливоміру, паливо підкачувального насосу, паливних кранів, паливних фільтрів грубого і тонкого очищення, паливо підкачувального насоса двигуна, паливного насоса високого тиску, все режимного регулятора, автоматичної муфти кута випередження подачі палива, форсунок, трубопроводів низького і високого тиску, дренажної системи з клапаном, та приводом керування подачею палива.

Основний бак і додаткові баки розміщені в десантному відділенні. Додаткові паливні баки з'єднані трубопроводами між собою і з основним баком. Паливні баки через дренажні трубопроводи і дренажний клапан повідомляються з атмосферою. Основний і додаткові баки зварені з алюмінієвих листів. Паливні баки кріпляться болтами до балок днища корпусу машини через гумові прокладки. Паливо-підкачувальний насос БЦН на правій стороні основного паливного бака і складається з корпусу, крильчатки, ущільнень, кришки насоса і пропелера.

Насос БЦН кріпиться на правій стороні основного паливного бака і складається з корпусу, крильчатки, ущільнень, кришки насоса і пропелера. Корпус насоса - алюмінієвий. Крильчатка встановлена на валу двигуна на шпонці. Пропелер встановлений на хвостовику вала двигуна і разом з крильчаткою закріплений гайкою.

					ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

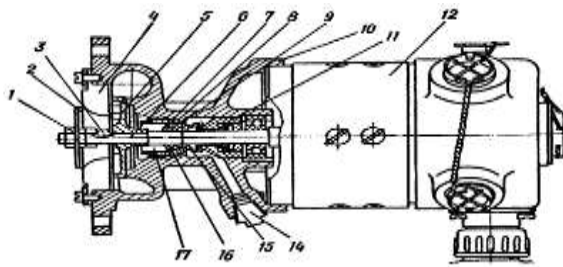


Рис. 1.10 – Відцентровий паливо-підкачувальний насос БЦН.

1 - гайка; 2 - пропелер; 3 - шпонка; 4 - кришка; 5 - крильчатка; 6 - вал електродвигуна; 7 - втулка; 8 - манжета; 9 - конус опорний; 10 - корпус насоса; 11 - втулки лабіринтового ущільнення; 13 - електродвигун; 13 - розетка штепсельного роз'єму; 14 - пробка; 15 - відбивач; 16 - пружина манжети; 17 - гайка.

Форсунки встановлені в голівці блоку, по осі циліндрів. Форсунка двигуна закритого типу з багато отворовим розпилювачем. У корпусі є штуцер для приєднання трубопроводу високого тиску.

Система подачі повітря складається з повітрязабірної труби, кільцевого повітропроводу, фільтра повітря з ежектором, та двох впускних колекторів.

Система мащення складається з масляного бака з маслозаправним бачком, масло закачувального насоса, масляного насоса двигуна, масляного фільтра, масляних радіаторів, контрольно-вимірювальних приладів і трубопроводів.

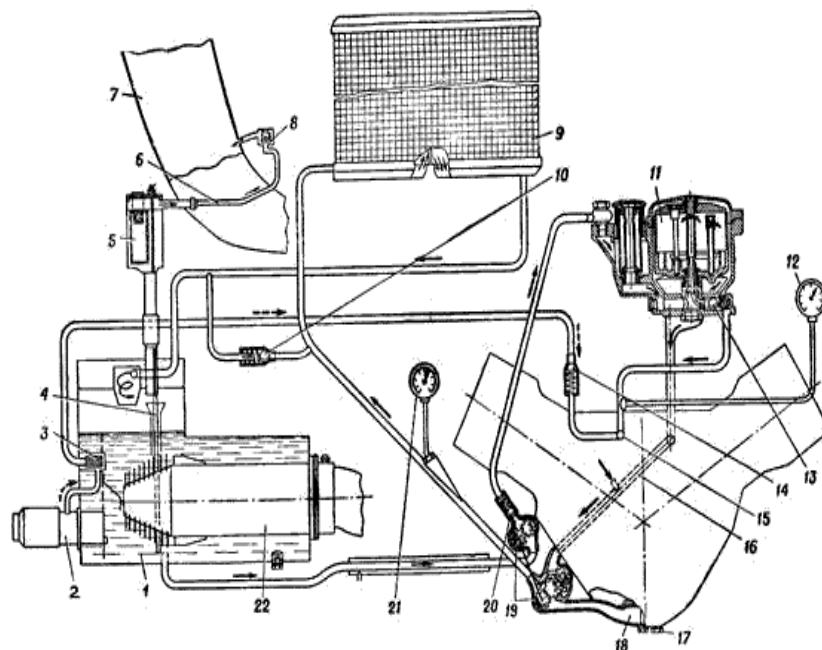


Рис. 1.11 – Схема системи мащення.

Система охолодження складається з водяного насоса, водяної сорочки, радіатора, розширювального бачка, радіаторів опалювачів, крана опалювачів, ежектора, жалюзі, крана і клапана зливу охолоджувальної рідини, КВП, трубопроводів.

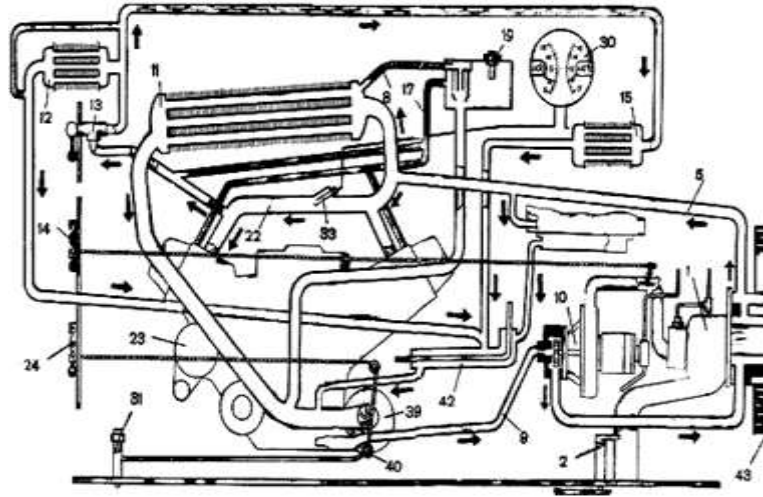


Рис. 1.12 – Схема роботи системи охолодження.

Система підігріву включає в себе: підігрівач та трубопроводи. Підігрівач форсуночний, з жаротрубним котлом - встановлений в силовому відділенні машини.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є бойова машина піхоти БМП-2. Описано особливості експлуатації роботи даного об'єкту встановлення двигуна. Окреслено завдання які установка вирішує в ході роботи.

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості двигуна-прототипу щодо покращення його вихідних техніко-економічних показників, при збереженні показників надійності та довговічності установки на різних режимах роботи.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 300$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 2600$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 15.9$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 2.1$
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	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 150$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 750$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.55$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.96$
Паливо: дизельне Євро марки C; 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 $\Delta T_{int} = 30$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 335.2 - 30 = 305.2$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 145 - 3 = 142$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 145 = 137.75$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{750} \cdot \frac{150}{15.9 \cdot 137.75 - 150} = 0.03$$

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

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.03 \cdot 750}{1 + 0.03} = 315.89$$

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

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_b} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{15.9}{15.9 - 1} \cdot \frac{137.75}{145} \cdot \frac{305.179}{315.894 \cdot (1 + 0.03)} = 0.951$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{142 \cdot 10^3}{287 \cdot 305.179} = 1.621$$

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

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.621 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.417$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.374$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 137.75 \cdot 15.9^{1.374} = 6163.271$$

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

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 315.89 \cdot 15.9^{1.37-1} = 888.92$$

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

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 888.923 = 22.225$$

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 сірку;

$W = 0$ - 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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 2.1 \cdot 0.495 = 1.039$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (2.1 - 1) \cdot 0.495 = 0.114$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 2.1 \cdot 0.495 = 0.82$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.114 \\ 0.82 \end{pmatrix} = 1.071$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.071}{1.039} = 1.032$$

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

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.032 + 0.030}{1.000 + 0.030} = 1.031$$

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

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.071} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.114 \cdot 23.3 \\ 0.82 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.118$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.0714} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.1142 \cdot 0.0015 \\ 0.8204 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.118 + 8.314 = 31.432$$

$$b' = b = 0.00177$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.55 \cdot 6163.271 = 9553.07$$

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

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00177 \cdot 1.03068 = 0.00182$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.432 \cdot 1.031 = 32.396$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{1.039 \cdot (1 + 0.03)} = 3.374 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.225 + 8.314 \cdot 1.55) \cdot 888.923 = 3.121 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 33739.484 + 31211.569 = 64951.053$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.396^2 + 4 \cdot 1.823 \times 10^{-3} \cdot 6.495 \times 10^4 = 1.523 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.396 + \sqrt{1523.225}}{2 \cdot 0.002} = 1818.722$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.031 \cdot 1.819 \times 10^3}{1.55 \cdot 888.923} = 1.36$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1.20 \dots 1.55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.36}{15.9} = 0.086 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 8.557$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15.9}{1.36} = 11.687$$

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

$$n_2 = 1.228$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{9553.07}{11.687^{1.228}} = 466.666$$

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

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1818.722}{11.687^{1.228-1}} = 1038.318$$

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

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1038.318}{\sqrt[3]{\frac{466.666}{150}}} = 711.256$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|750 - 711.256|}{750} \cdot 100 = 5.166 \quad \%$$

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

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.36 - 1) = 0.559$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.55 \cdot 1.36}{1.228 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11.687^{1.228 - 1}} \right) = 3.969$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.374 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15.9^{1.374 - 1}} \right) = 1.724$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{6163.271}{15.9 - 1} \cdot [0.559 + (3.969 - 1.724)] = 1159.78$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.96 \cdot 1159.78 = 1113.389$$

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

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_{int}} = \frac{2.1 \cdot 14.317 \cdot 1113.389}{0.951 \cdot 42447.806 \cdot 1.621} = 0.511$$

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.511 \cdot 42447.806} = 0.166$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [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;

$s_{пр} = 0.15$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.15 \cdot 2600}{30} = 13 \text{ м/с} - \text{середня швидкість поршня};$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 13 = 241.4$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1113.389 - 241.4 = 871.989$$

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

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{871.989}{1113.389} = 0.783$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,78...0,92)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.511 \cdot 0.783 = 0.401$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.401 \cdot 42447.806} = 0.212$$

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

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.212 \cdot 300 = 63.523$$

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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{300 \cdot 10^3}{871.989 \cdot 2600} = 15.879$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{15.879}{6} = 2.646$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.15$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.15}{0.15} = 1.000 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2.646}{\pi}} = 149.92$$

$$\text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.15$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 149.92 = 149.92$$

$$\text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.15$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 150 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 150 \cdot 10^{-3} = 0.15$$

хід поршня

$$s' = 150 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 150 \cdot 10^{-3} = 0.15$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.15^2 \cdot 0.15 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 15.904$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{871.989 \cdot 15.904 \cdot 2600}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 300.482$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{300.482 + 300}{2} = 300.241$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|300.482 - 300|}{300.241} \cdot 100 = 0.16 \quad \%,$$

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 м^3

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.15 = 2.651 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м^3

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{2.651 \times 10^{-3}}{15.9 - 1} = 1.779 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м^3

$$V_a = V_s + V_c = 2.651 \times 10^{-3} + 1.779 \times 10^{-4} = 2.829 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м^3

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.779 \times 10^{-4} \cdot 1.36 = 2.42 \times 10^{-4}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

$$p(\varphi) = p_d^* \left(\frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{n1}$$

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.

$V(0) = 0.00018$	$p(0) = 137.75$	$V(180) = 0.00283$	$p(180) = 137.75$
$V(10) = 0.0002$	$p(10) = 137.75$	$V(190) = 0.00281$	$p(190) = 138.761$
$V(20) = 0.00028$	$p(20) = 137.75$	$V(200) = 0.00277$	$p(200) = 141.874$
$V(30) = 0.0004$	$p(30) = 137.75$	$V(210) = 0.00269$	$p(210) = 147.335$
$V(40) = 0.00056$	$p(40) = 137.75$	$V(220) = 0.00259$	$p(220) = 155.595$
$V(50) = 0.00075$	$p(50) = 137.75$	$V(230) = 0.00245$	$p(230) = 167.374$
$V(60) = 0.00097$	$p(60) = 137.75$	$V(240) = 0.00229$	$p(240) = 183.787$
$V(70) = 0.0012$	$p(70) = 137.75$	$V(250) = 0.00211$	$p(250) = 206.548$
$V(80) = 0.00144$	$p(80) = 137.75$	$V(260) = 0.0019$	$p(260) = 238.339$
$V(90) = 0.00167$	$p(90) = 137.75$	$V(270) = 0.00167$	$p(270) = 283.469$
$V(100) = 0.0019$	$p(100) = 137.75$	$V(280) = 0.00144$	$p(280) = 349.094$
$V(110) = 0.00211$	$p(110) = 137.75$	$V(290) = 0.0012$	$p(290) = 447.588$
$V(120) = 0.00229$	$p(120) = 137.75$	$V(300) = 0.00097$	$p(300) = 601.28$
$V(130) = 0.00245$	$p(130) = 137.75$	$V(310) = 0.00075$	$p(310) = 852.148$
$V(140) = 0.00259$	$p(140) = 137.75$	$V(320) = 0.00056$	$p(320) = 1281.166$
$V(150) = 0.00269$	$p(150) = 137.75$	$V(330) = 0.0004$	$p(330) = 2039.392$
$V(160) = 0.00277$	$p(160) = 137.75$	$V(340) = 0.00028$	$p(340) = 3343.004$
$V(170) = 0.00281$	$p(170) = 137.75$	$V(350) = 0.0002$	$p(350) = 5135.835$
$V(360) = 0.00018$	$p(360) = 6163.271$	$V(540) = 0.00283$	$p(540) = 466.666$
$V(370) = 0.0002$	$p(370) = 9553.07$	$V(550) = 0.00281$	$p(550) = 150$
$V(380) = 0.00028$	$p(380) = 8070.075$	$V(560) = 0.00277$	$p(560) = 150$

V(390) = 0.0004	p(390) = 5188.58	V(570) = 0.00269	p(570) = 150
V(400) = 0.00056	p(400) = 3424.572	V(580) = 0.00259	p(580) = 150
V(410) = 0.00075	p(410) = 2378.665	V(590) = 0.00245	p(590) = 150
V(420) = 0.00097	p(420) = 1741.753	V(600) = 0.00229	p(600) = 150
V(430) = 0.0012	p(430) = 1337.861	V(610) = 0.00211	p(610) = 150
V(440) = 0.00144	p(440) = 1071.38	V(620) = 0.0019	p(620) = 150
V(450) = 0.00167	p(450) = 889.44	V(630) = 0.00167	p(630) = 150
V(460) = 0.0019	p(460) = 761.745	V(640) = 0.00144	p(640) = 150
V(470) = 0.00211	p(470) = 670.257	V(650) = 0.0012	p(650) = 150
V(480) = 0.00229	p(480) = 603.841	V(660) = 0.00097	p(660) = 150
V(490) = 0.00245	p(490) = 555.41	V(670) = 0.00075	p(670) = 150
V(500) = 0.00259	p(500) = 520.341	V(680) = 0.00056	p(680) = 150
V(510) = 0.00269	p(510) = 495.584	V(690) = 0.0004	p(690) = 150
V(520) = 0.00277	p(520) = 479.133	V(700) = 0.00028	p(700) = 150
V(530) = 0.00281	p(530) = 469.727	V(710) = 0.0002	p(710) = 150

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 3041.846$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{3.042 \times 10^3}{2.651 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.148 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.148 \times 10^3 \cdot 0.96 = 1.102 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.113 \times 10^3 - 1.102 \times 10^3|}{1.113 \times 10^3 + 1.102 \times 10^3} \cdot 100 = 1.06$$

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;

$r' = 20^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 48^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 48^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 20^\circ$ 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 6.163 \times 10^3 = 7.396 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 9.553 \times 10^3 = 9.553 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 137.75$	$V(\varphi_r) = 1.779 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 137.75$	$V(\varphi_d) = 2.829 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 6163.271$	$V(\varphi_c) = 1.779 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 9553.07$	$V(\varphi_z) = 1.782 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 466.666$	$V(\varphi_b) = 2.829 \times 10^{-3}$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.611 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 3.324 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.219 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 2.344 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 375$	$p(\varphi_{z'}) = 9.553 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 2.344 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 492$	$p(\varphi_{b''}) = 547.443$	$V(\varphi_{b''}) = 2.484 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 700$	$p(\varphi_{r'}) = 150$	$V(\varphi_{r'}) = 2.777 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 20$	$p(\varphi_{r''}) = 137.75$	$V(\varphi_{r''}) = 2.777 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 228$	$p(\varphi_{d'}) = 164.69$	$V(\varphi_{d'}) = 2.484 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 7.396 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.779 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{zд} = 368$	$p_{zд} = 9.553 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.941 \times 10^{-4}$

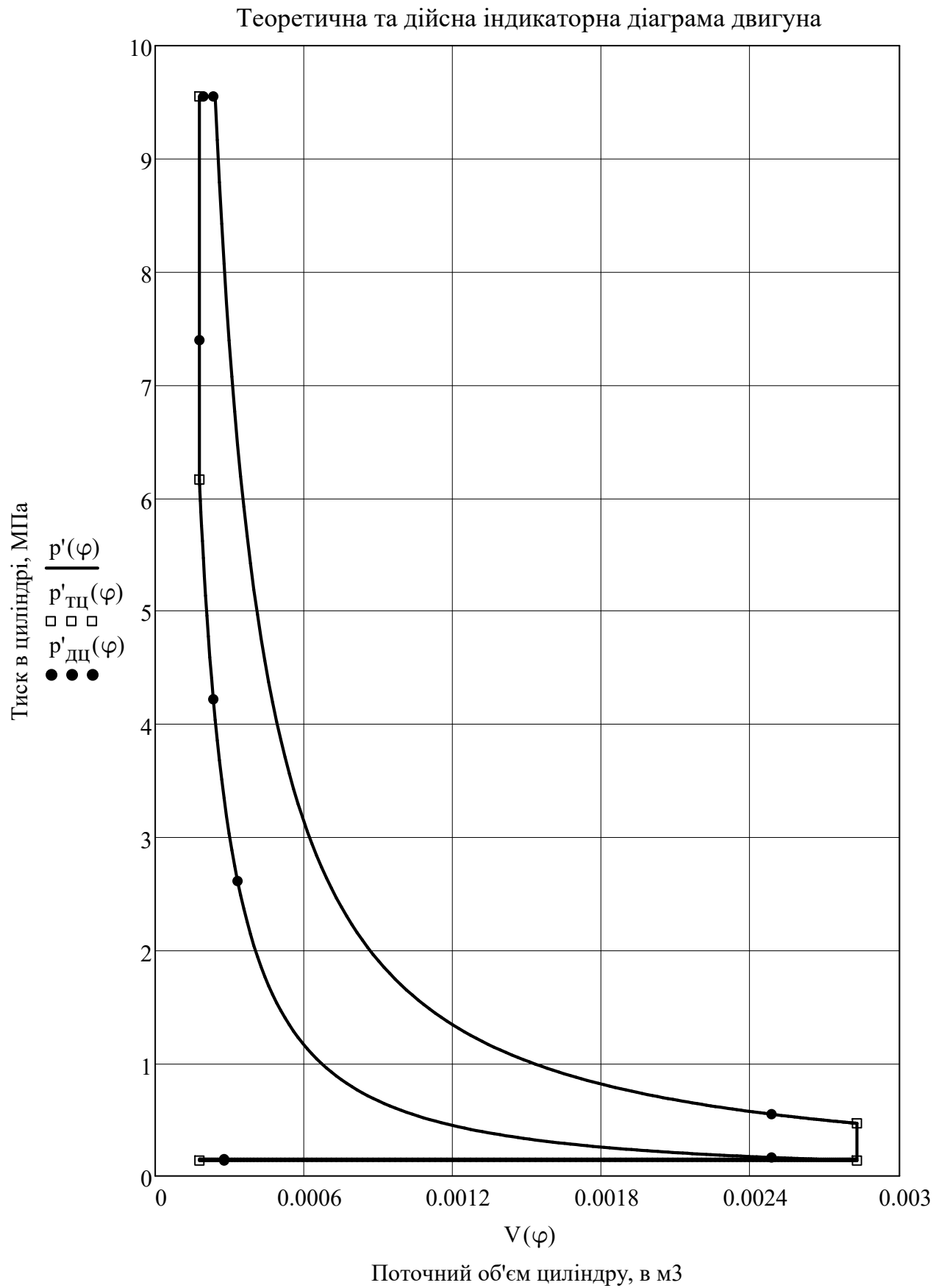


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

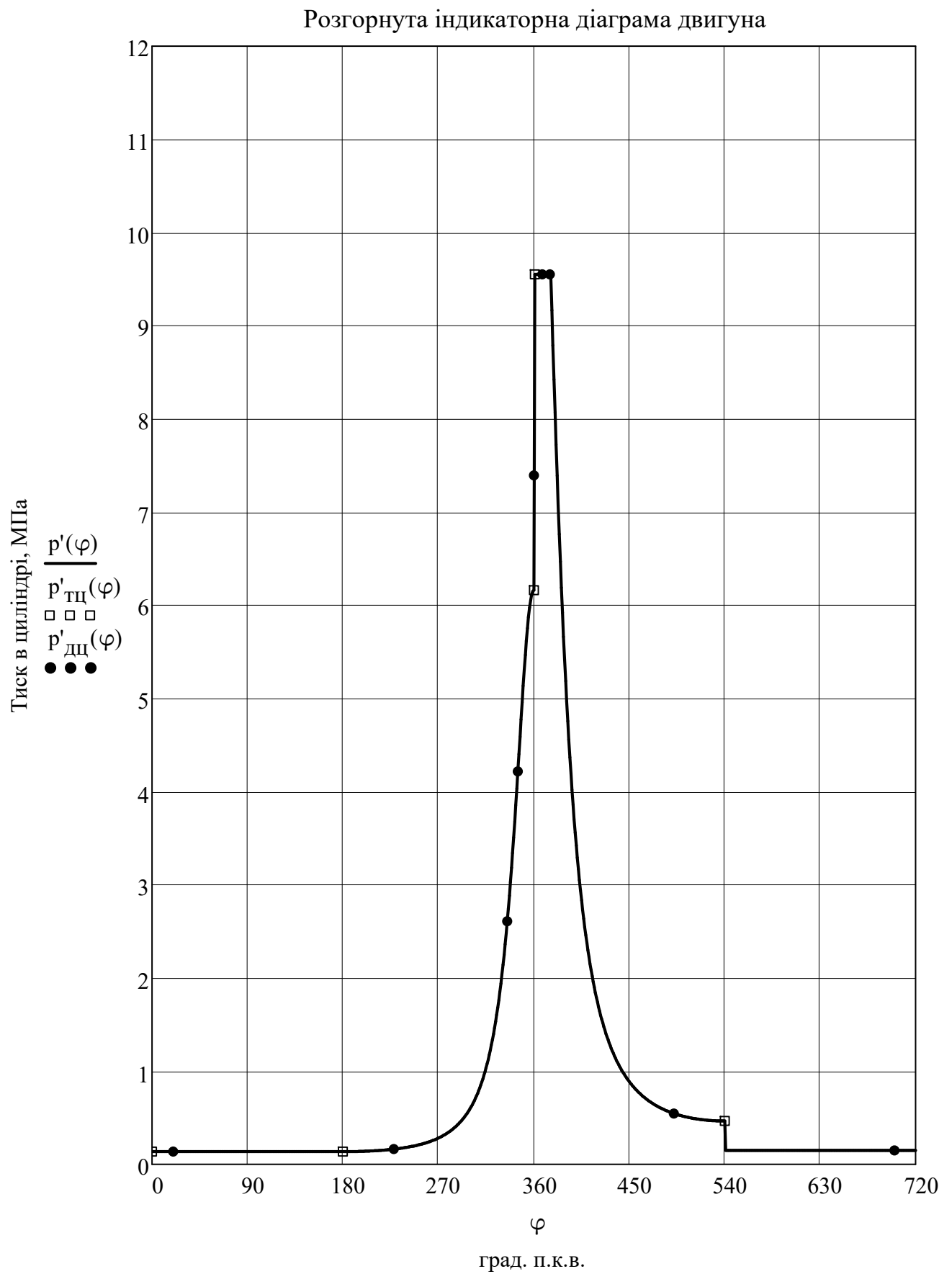


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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;

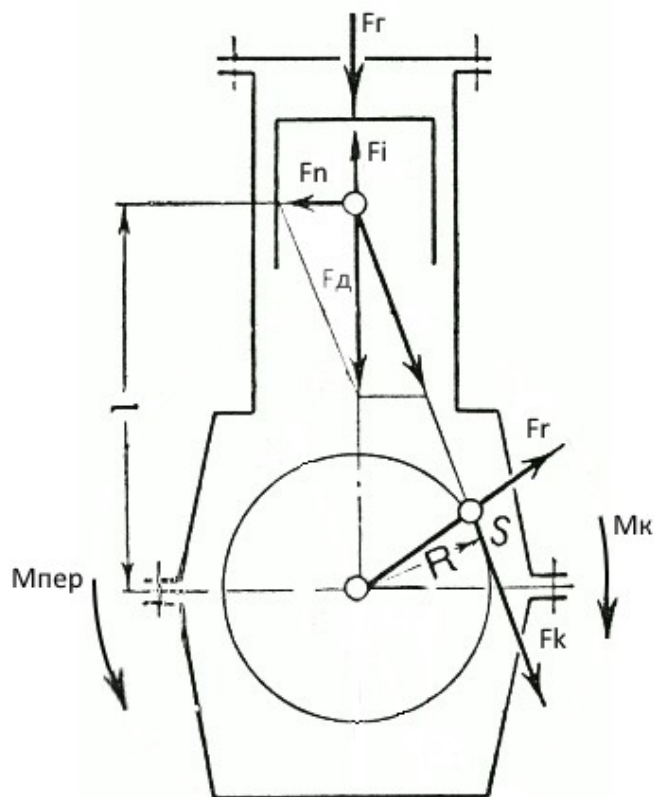


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 4.15$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 6.55$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 4.15 + \frac{1}{3} \cdot 6.55 = 6.333$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.15}{2} = 0.075$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.075}{0.256} = 0.293$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} = 0.018$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2600}{30} = 272.271$$

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутний момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = 0.644$	$F_i(0) = -44.227$	$F_d(0) = -43.583$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.644$	$F_i(30) = -35.002$	$F_d(30) = -34.358$	$M_k(30) = -1.576$
$F_r(60) = 0.644$	$F_i(60) = -13.099$	$F_d(60) = -12.455$	$M_k(60) = -0.915$
$F_r(90) = 0.644$	$F_i(90) = 9.014$	$F_d(90) = 9.659$	$M_k(90) = 0.724$
$F_r(120) = 0.644$	$F_i(120) = 22.113$	$F_d(120) = 22.758$	$M_k(120) = 1.284$
$F_r(150) = 0.644$	$F_i(150) = 25.988$	$F_d(150) = 26.632$	$M_k(150) = 0.775$
$F_r(180) = 0.644$	$F_i(180) = 26.198$	$F_d(180) = 26.842$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.814$	$F_i(210) = 25.988$	$F_d(210) = 26.801$	$M_k(210) = -0.78$
$F_r(240) = 1.458$	$F_i(240) = 22.113$	$F_d(240) = 23.571$	$M_k(240) = -1.33$
$F_r(270) = 3.219$	$F_i(270) = 9.014$	$F_d(270) = 12.234$	$M_k(270) = -0.918$
$F_r(300) = 8.835$	$F_i(300) = -13.099$	$F_d(300) = -4.264$	$M_k(300) = 0.313$
$F_r(330) = 34.249$	$F_i(330) = -35.002$	$F_d(330) = -0.753$	$M_k(330) = 0.035$
$F_r(360) = 107.124$	$F_i(360) = -44.227$	$F_d(360) = 62.897$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 89.9$	$F_i(390) = -35.002$	$F_d(390) = 54.897$	$M_k(390) = 2.519$
$F_r(420) = 28.989$	$F_i(420) = -13.099$	$F_d(420) = 15.89$	$M_k(420) = 1.168$
$F_r(450) = 13.928$	$F_i(450) = 9.014$	$F_d(450) = 22.942$	$M_k(450) = 1.721$
$F_r(480) = 8.881$	$F_i(480) = 22.113$	$F_d(480) = 30.994$	$M_k(480) = 1.749$
$F_r(510) = 6.968$	$F_i(510) = 25.988$	$F_d(510) = 32.955$	$M_k(510) = 0.960$
$F_r(540) = 6.457$	$F_i(540) = 26.198$	$F_d(540) = 32.655$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.861$	$F_i(570) = 25.988$	$F_d(570) = 26.848$	$M_k(570) = -0.782$
$F_r(600) = 0.861$	$F_i(600) = 22.113$	$F_d(600) = 22.974$	$M_k(600) = -1.296$
$F_r(630) = 0.861$	$F_i(630) = 9.014$	$F_d(630) = 9.875$	$M_k(630) = -0.741$
$F_r(660) = 0.861$	$F_i(660) = -13.099$	$F_d(660) = -12.238$	$M_k(660) = 0.899$
$F_r(690) = 0.861$	$F_i(690) = -35.002$	$F_d(690) = -34.142$	$M_k(690) = 1.567$
$F_r(720) = 0.861$	$F_i(720) = -44.227$	$F_d(720) = -43.366$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -43.583$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.434$	$F_r(30) = -27.538$	$F_k(30) = -21.019$	$M_{пер}(30) = 1.576$
$F_n(60) = -2.832$	$F_r(60) = -3.775$	$F_k(60) = -12.202$	$M_{пер}(60) = 0.915$
$F_n(90) = 2.558$	$F_r(90) = -2.558$	$F_k(90) = 9.659$	$M_{пер}(90) = -0.724$
$F_n(120) = 5.174$	$F_r(120) = -15.86$	$F_k(120) = 17.122$	$M_{пер}(120) = -1.284$
$F_n(150) = 3.437$	$F_r(150) = -24.782$	$F_k(150) = 10.339$	$M_{пер}(150) = -0.775$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -26.842$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.459$	$F_r(210) = -24.94$	$F_k(210) = -10.405$	$M_{пер}(210) = 0.78$
$F_n(240) = -5.359$	$F_r(240) = -16.427$	$F_k(240) = -17.734$	$M_{пер}(240) = 1.33$
$F_n(270) = -3.24$	$F_r(270) = -3.24$	$F_k(270) = -12.234$	$M_{пер}(270) = 0.918$
$F_n(300) = 0.969$	$F_r(300) = -1.292$	$F_k(300) = 4.177$	$M_{пер}(300) = -0.313$
$F_n(330) = 0.097$	$F_r(330) = -0.604$	$F_k(330) = 0.461$	$M_{пер}(330) = -0.035$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 62.897$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 7.085$	$F_r(390) = 44$	$F_k(390) = 33.585$	$M_{пер}(390) = -2.519$
$F_n(420) = 3.613$	$F_r(420) = 4.816$	$F_k(420) = 15.568$	$M_{пер}(420) = -1.168$
$F_n(450) = 6.076$	$F_r(450) = -6.076$	$F_k(450) = 22.942$	$M_{пер}(450) = -1.721$
$F_n(480) = 7.047$	$F_r(480) = -21.6$	$F_k(480) = 23.318$	$M_{пер}(480) = -1.749$
$F_n(510) = 4.253$	$F_r(510) = -30.667$	$F_k(510) = 12.794$	$M_{пер}(510) = -0.96$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -32.655$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -3.465$	$F_r(570) = -24.984$	$F_k(570) = -10.423$	$M_{пер}(570) = 0.782$
$F_n(600) = -5.223$	$F_r(600) = -16.011$	$F_k(600) = -17.284$	$M_{пер}(600) = 1.296$
$F_n(630) = -2.615$	$F_r(630) = -2.615$	$F_k(630) = -9.875$	$M_{пер}(630) = 0.741$
$F_n(660) = 2.783$	$F_r(660) = -3.709$	$F_k(660) = 11.99$	$M_{пер}(660) = -0.899$
$F_n(690) = 4.406$	$F_r(690) = -27.364$	$F_k(690) = 20.887$	$M_{пер}(690) = -1.567$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -43.366$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

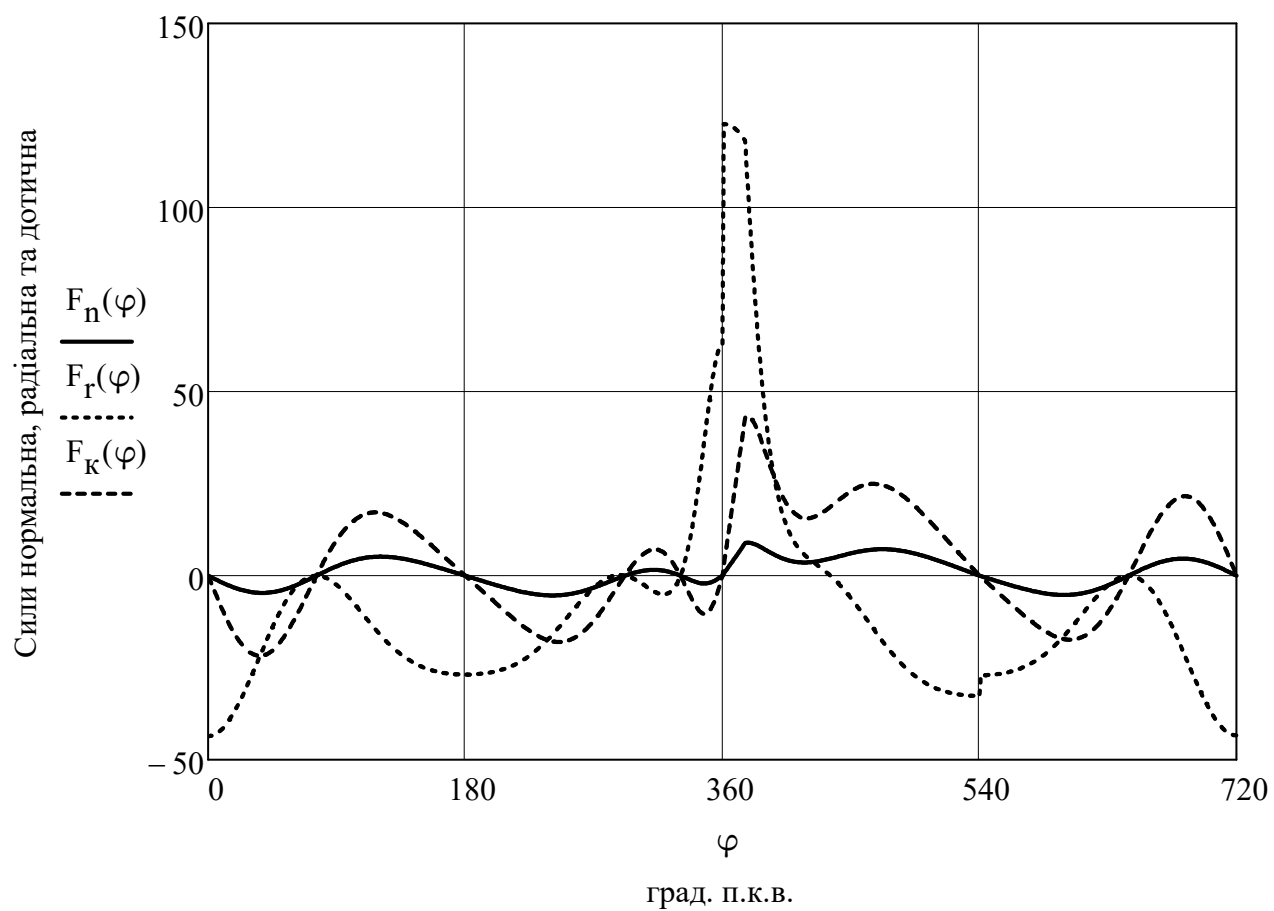
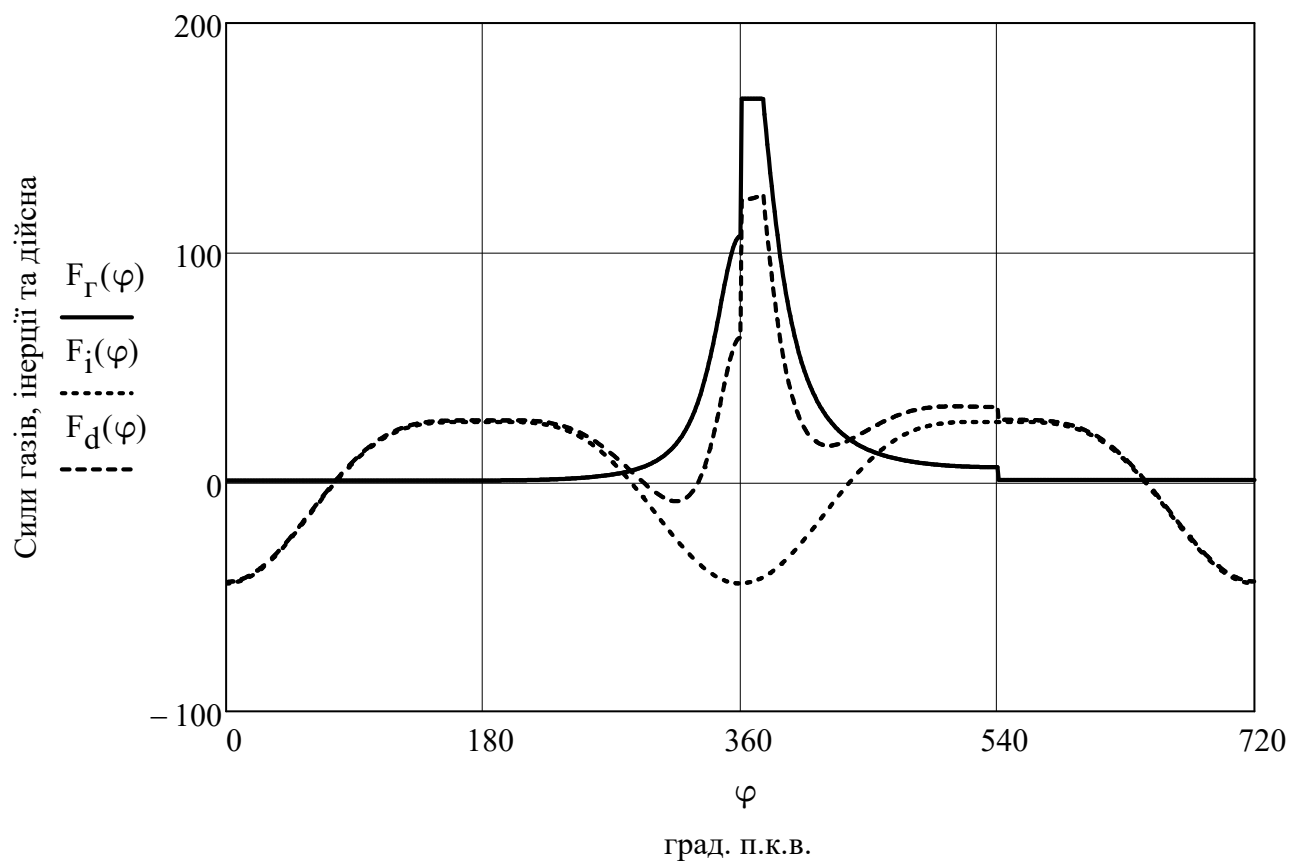


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

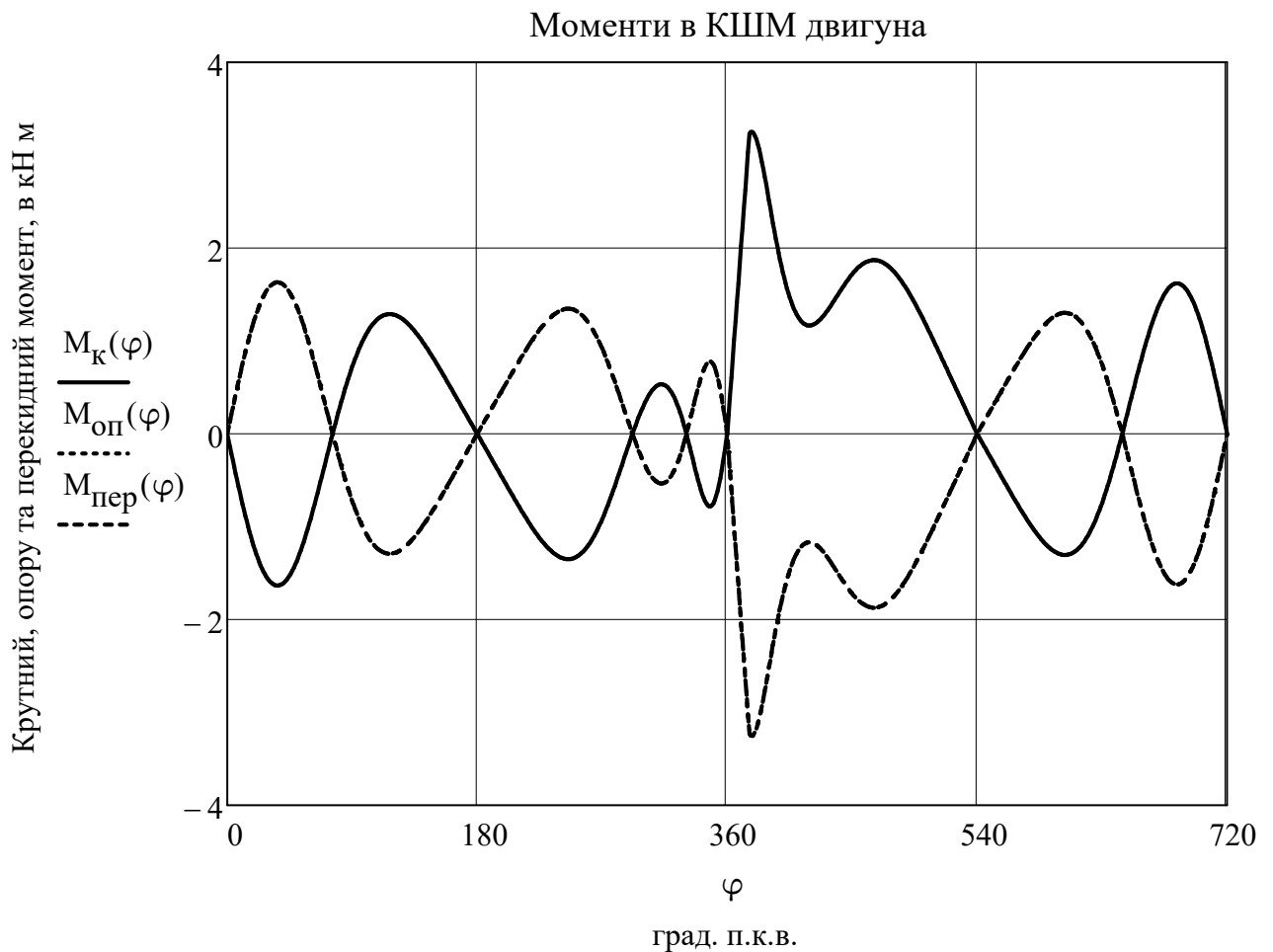


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

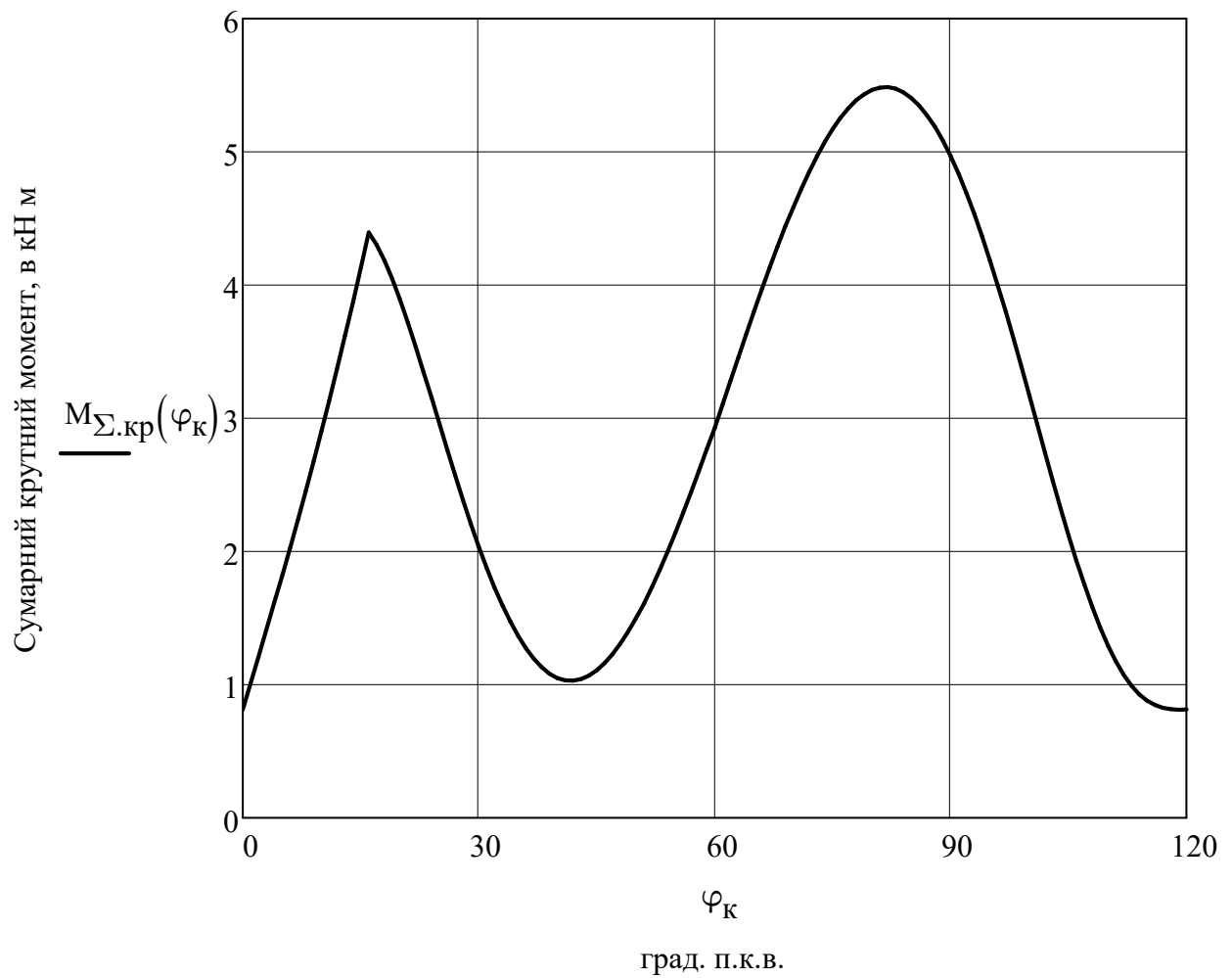


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.кр}(0) = 0.813$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.374$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 4.849$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.153$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 5.448$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.273$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.997$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.307$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.583$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.93$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.813$$

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 $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{63.523 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 7.49 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 300.482 = 300481.786$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3.005 \times 10^5}{7.49 \times 10^5} \cdot 100 = 40.118$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 748997.697 \cdot 0.401 = 300000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|3.005 \times 10^5 - 3 \times 10^5|}{3.005 \times 10^5} \cdot 100 = 0.16$$

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 Дж / с

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

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

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

$W_{г.р} = 0.08$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{вып} = 0.03$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вып}) = -0 + 0 + 0.08 + 0.03 = 0.11$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{П} = 0.11 \cdot 748997.697 = 82389.747$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{ср.т} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 241.400 = 144.840$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.15 = 2.651 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{П} = \frac{p_{ср.т} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{144.84 \cdot 2.65072 \times 10^{-3} \cdot 2.6 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 49.91091$$

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

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{П} = 10^3 \cdot 49.911 = 49910.914$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 82389.747 + 49910.914 = 132300.661$$

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{132300.66108 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00379$$

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.004 \cdot 98}{0.9} = 0.413$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.413 = 412.584$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 82389.7 + 49910.9 + 412.6 = 132713.2$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{132713.245}{748997.697} \cdot 100 = 17.719$$

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

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

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

$$t_d = T_d - 273 = 315.894 - 273 = 42.894$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

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

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 42.894 = 29.108$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 1.071 \cdot 33.411 \cdot 477 = 17073.982$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 1.039 \cdot 29.108 \cdot 42.894 = 1296.696$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 17074 - 1296.7 = 15777.3$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{63.523}{3.6} \cdot 15777.285 = 278392.484$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{278392.484}{748997.697} \cdot 100 = 37.169$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{241.4}{1113.389} \cdot 0.511 = 0.111$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.111 \cdot 748997.697 = 83051.481$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 82389.747 + 83051.481 - 132713.245 = 32727.982$$

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 3.273 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 4.342 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{4.342 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 2.171$$

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

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 2.171 = 2170.751$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 32727.982 + 2170.751 = 34898.733$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{34898.733}{748997.697} \cdot 100 = 4.659$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = 748997.7 - \sum \begin{pmatrix} 300481.8 \\ 132713.2 \\ 278392.5 \\ 34898.7 \end{pmatrix} = 2511.4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2511.448}{748997.697} \cdot 100.000 = 0.335$$

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	$Q_{\Pi} = 748997.7$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 300481.8$	$q_e = 40.1$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 278392.5$	$q_{\Gamma} = 37.2$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 132713.2$	$q_B = 17.7$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 34898.7$	$q_M = 4.7$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 2511.4$	$q_{\text{нв}} = 0.3$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{\text{нв}} = 40.118 + 37.169 + 17.719 + 4.659 + 0.335 = 100$$

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	221	300,5	36,0
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	638	872	36,7
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,36	0,401	11,4
4	Механічний ККД	η_m	-	0,74	0,783	5,8
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{\text{г}}{(\text{кВт год})}$	236	212	-10,2
6	Діаметр циліндру	D	мм	150	150	0,0
7	Хід поршня	S	мм	150	150	0,0

В даному розділі вирішувалось завдання щодо отримання згідно завдання вихідної потужності проектного двигуна на рівні 300 кВт. Згідно поставленого завдання це на 79 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна приріст потужності склав 79,5 кВт, що більше ніж у прототипу на 36,0%.

Із зростанням номінальної потужності проектного двигуна спостерігається тенденція щодо збільшення середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше ніж у прототипу на 36,7%. В даному випадку форсування двигуна здійснюється за рахунок встановлення на двигуні газотурбінного наддуву, що веде до збільшення циклової роботи в циліндрі.

Результати щодо ефективності циклу, показують її суттєве зростання. Так питома ефективна витрата палива зменшилась на 10,2% у порівнянні з прототипом. Ефективного ККД показує ріст для проектного двигуна на 11,4%.

Заходи щодо покращення ефективності системи впуску та встановлення системи газотурбінного наддуву дозволили зменшити механічні втрати двигуна. Так для механічного ККД проектного двигуна спостерігається його зростання на 5,8%.

Раціональний та обґрунтований вибір початкових та допоміжних параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не змінились.

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

Отримані вихідні параметри дають можливість оцінити ефективність прийнятих конструкторських рішень, а також визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна, та є основою для покращення показників проектного двигуна через рішення направлені на вдосконалення.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ НАПОВНЕННЯ.

3.1 Особливості роботи штатної системи повітропостачання дизеля.

Система подачі повітря двигуна призначена для видалення пилу з повітря, що надходить в циліндри двигуна.

Система подачі повітря двигуна (рис. 3.1) складається з:

- повітрязабірна труба;
- кільцевий повітропровід;
- очищувач повітря з ежектором пиловідсмоктування;
- два впускних колектора.

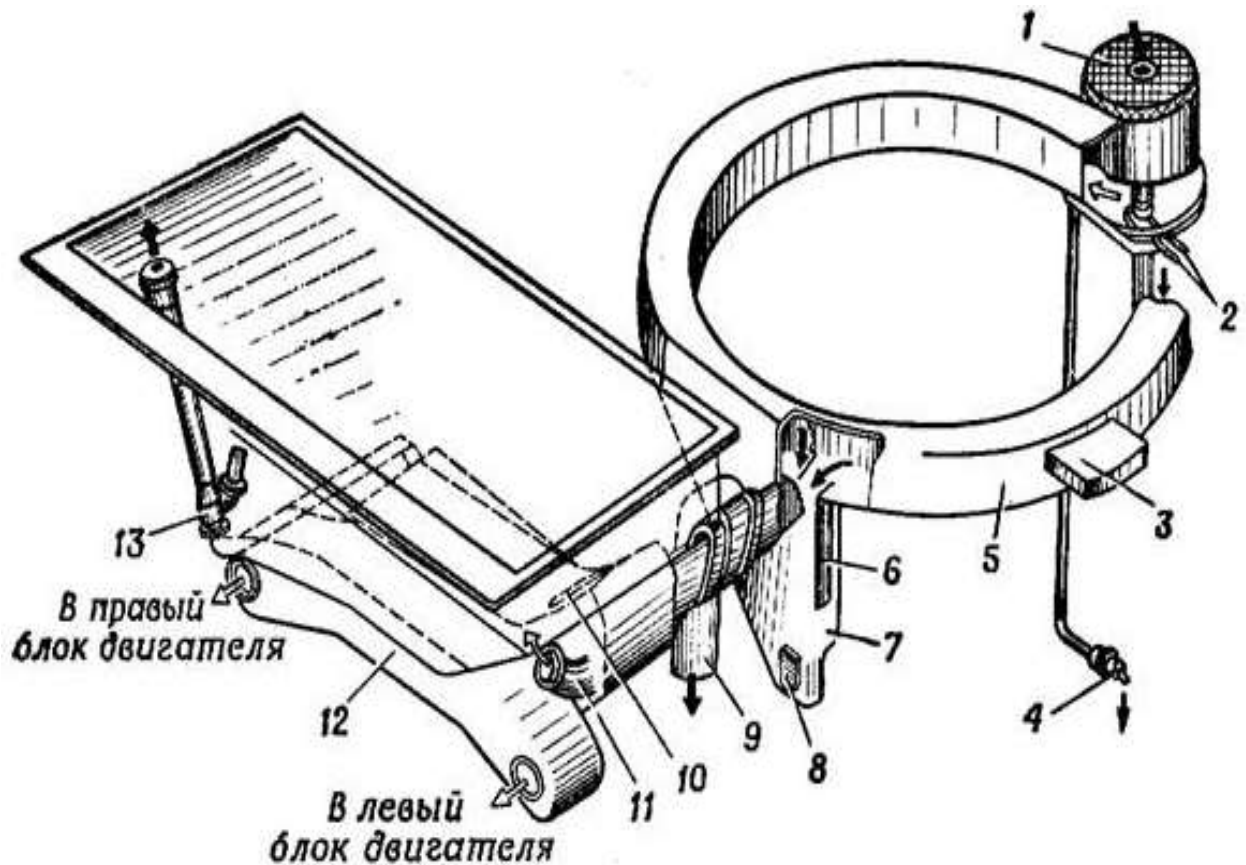


Рис. 3.1 - Система подачі повітря двигуном:

1 – повітрязабірна труба; 2 – труби подачі повітря з пневмосистеми; 3 – повітрязабірна труба в ГВЧ; 4 – зливний клапан піддону; 5 – кільцевий повітропровід; 6 – кришка; 7 – кишеня повітропроводу; 8 – клапан зливу води з кишені повітропроводу; 9 – патрубок забору повітря до компресора; 10 – люк зимового повітрязабірника; 11 – патрубок забору повітря до генератора; 12 – очищувач повітря; 13 – ежектор пиловідсмоктування.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ

Аркуш

55

Повітрозабірна труба (рис. 3.2) – висувна, телескопічна – розташована на даху машини між баштою та люками десантного відділення. Усередині труби встановлений пневмоциліндр, за допомогою якого труба висувається вгору для захисту від попадання води при подоланні водних перешкод. Над трубою передбачена кришка для захисту від опадів. Для зливу води, що потрапила в піддон повітрозабірної труби, передбачений клапан.

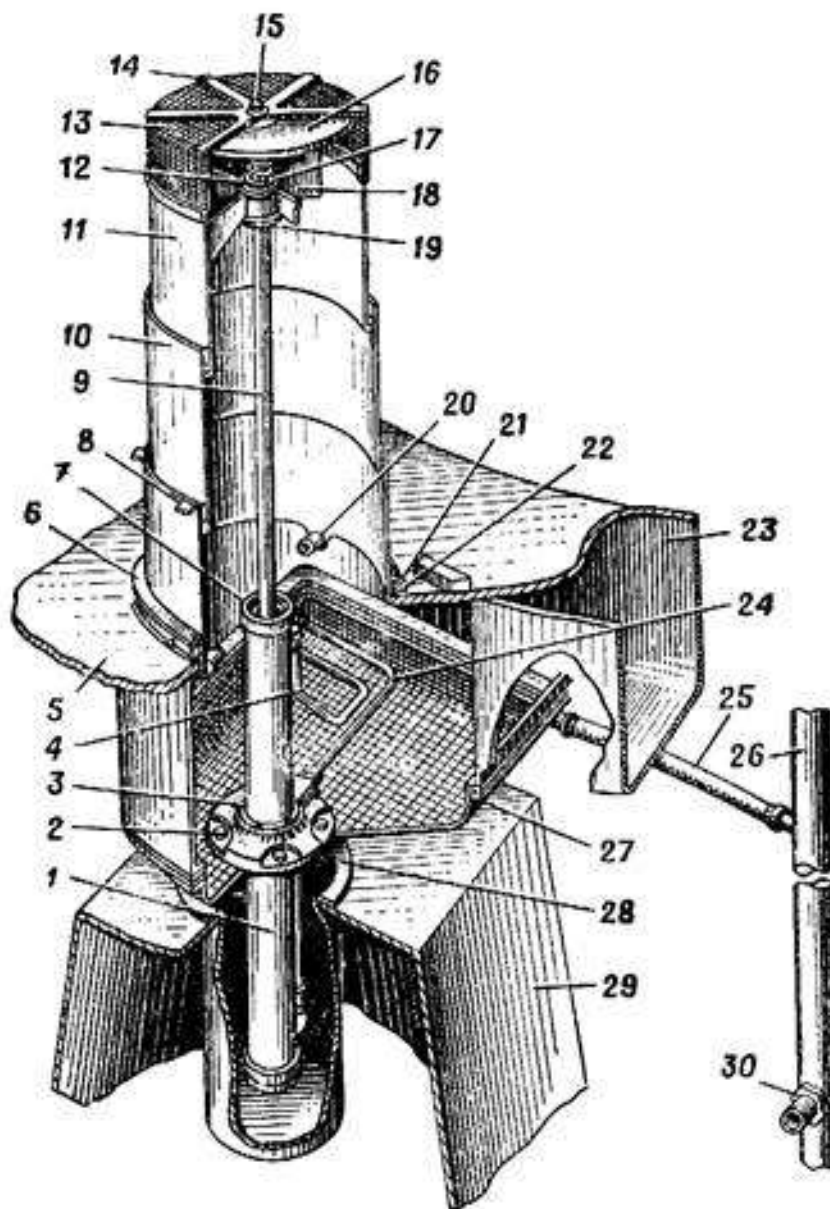


Рис. 3.2 - Повітрозабірна труба:

1 – пневмоциліндр; 2, 15, 21 – болти; 3 – стопорна гайка; 4, 24 – трубопроводи; 5 – дах корпусу; 6 – манжета; 7, 12, 19 – горіхи; 8, 10, 11 – коліна труби; 9 – шток пневмоциліндра; 13 – сітка; 14 – сітчастий каркас; 16 – кришка; 17 – пружина; 18 – ребра жорсткості верхнього ліктя; 20 – обмежувач; 22 – планка; 23 – кільцевий повітропровід; 25 – втулка; 26 – стійка; 27 – піддон; 28 – скло; 29 – паливний бак; 30 – клапан.

Кільцевий повітропровід (рис. 42) розташований навколо ходової частини башти.

Кільцева кишеня воздуховода розташована в перегородці силового відсіку. У середині кишені є сітка, яка захищає від попадання сторонніх предметів.

Доступ до сітки здійснюється через люк, накритий кришкою. У нижній частині кишені розташовані три клапана, два з яких призначені для зливу попадання води, третій (середній) - для збору твердих речовин.

Повітроочисник (рис. 3.3) безкасетний з автоматичним видаленням пилу з пилозбірника. Він кріпиться до нижньої частини ежекторної коробки.

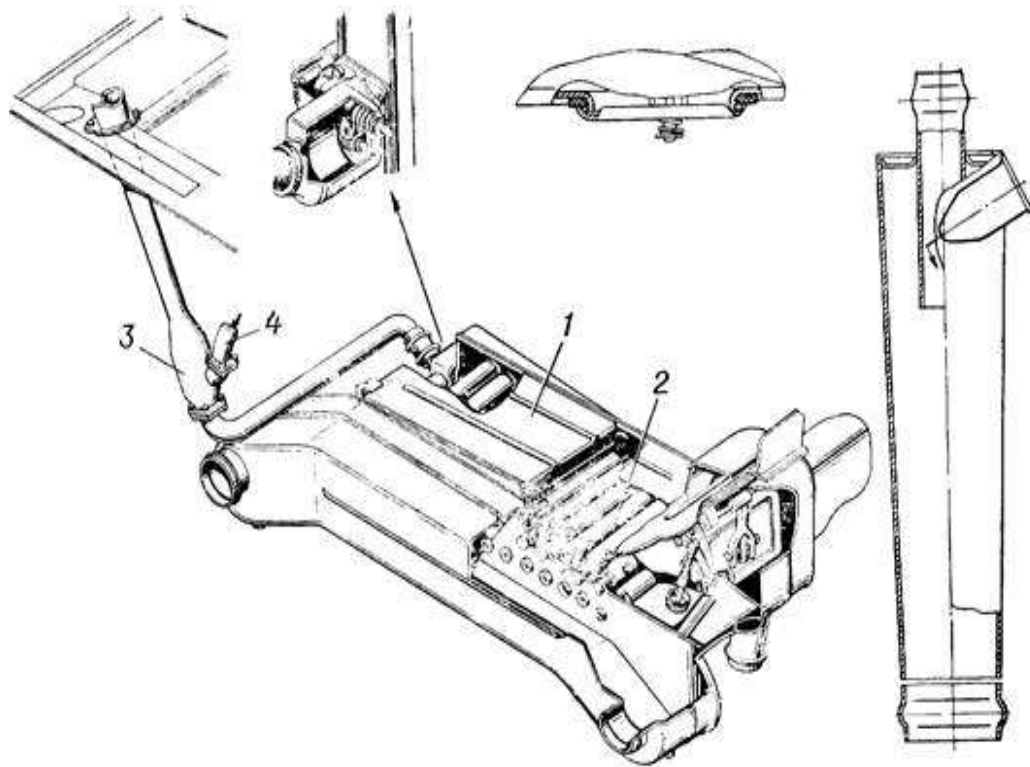


Рис. 3.3 - Очищувач повітря:

1 – тіло; 2 – циклони; 3 – ежектор пиловідсмоктування; 4 – труба подачі відпрацьованих газів.

Основними частинами повітроочисника є циклонний апарат, пилозбірник і збірник очищеного повітря. До корпусу повітроочисника приварені труби, які з'єднані шлангами і хомутами з повітропроводом, впускними колекторами двигуна і продувним патрубком генератора. У корпусі повітроочисника є два отвори для зливу води.

Очищення повітря, що надходить в циліндри двигуна, здійснюється циклонним апаратом, що складається з 39 циклонів однакової конструкції. Циклон складається з конусоподібного корпусу з вікном впуску повітря, що представляє собою трубку, спрямовану по дотичній до корпусу циклону, і центральної труби, ввареної в кришку циклону.

Корпус циклонного апарату повідомляється з пилозбірником з одного боку і з колектором очищеного повітря з іншого боку. У клапанній коробці на виході з пилозбірника встановлений клапан для видалення пилу, який при закритті запобігає потраплянню води в повітроочисник при знаходженні машини на плаву.

Для сигналізації положення клапана пиловидалення на повітроочиснику встановлений кінцевий вимикач з важелем. Клапан управляється тим же приводом, що і повітрозабірна труба.

У нижній частині ежектора є зимова заслінка повітрозабірника, яка закриває люк, що з'єднує радіаторний простір ежектора з порожниною корпусу повітроочисника.

Управління заслінкою здійснюється за допомогою виконавчого механізму.

Привід демпфера складається з маховика, каретки з кульками, гвинта, двох важелів, ролика і пружини.

Влітку і при подоланні водних перешкод заслінка повинна бути закритою, тобто маховик повинен бути повернутий в сторону стрілки ЗАКРИТО, взимку заслінка повинна бути відкритою, тобто маховик повинен бути повернутий до упору в сторону стрілки ВІДКРИТО.

У літній період (рис. 45) роботи при закритій заслінці атмосферне повітря через повітрозабірну трубу і кільцевий повітропровід надходить в кишеню кільцевого повітропроводу, де розгалужується на два потоки: один через патрубок для охолодження компресора, інший через сітку і сопло до повітроочисника.

У повітроочиснику частина повітря проходить через решітку, де під впливом інерційних сил очищається від пилу і направляється через сопло для охолодження генератора, інша частина через повітрозабірні вікна в циклони.

Проходячи через тангенціально спрямовані вікна, повітря отримує обертальний рух.

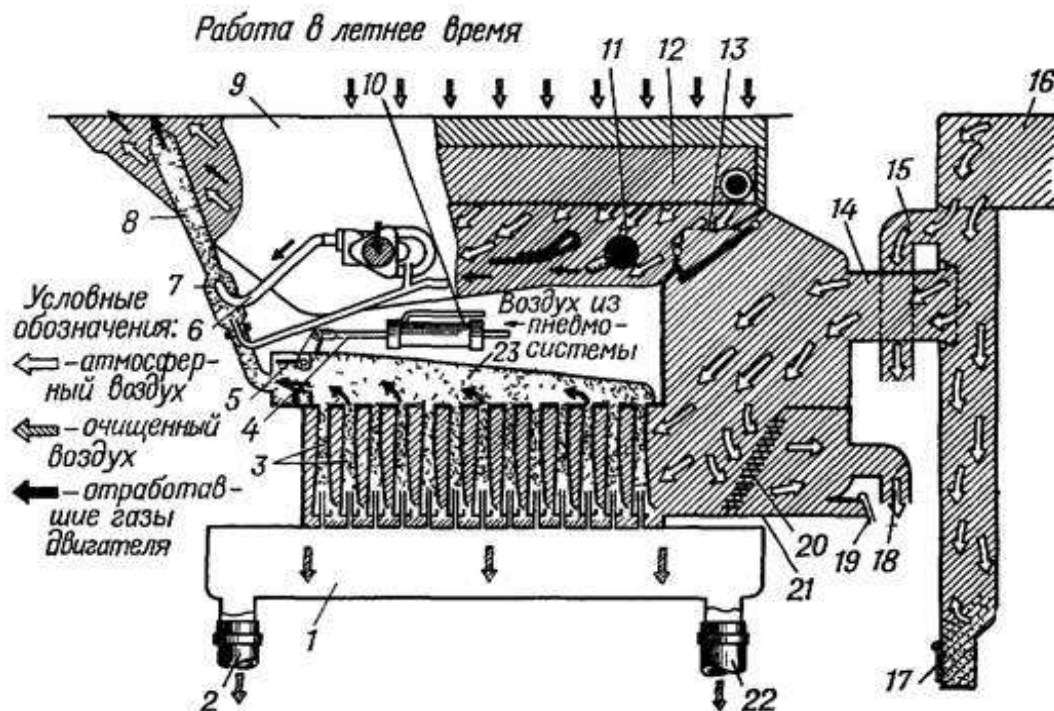


Рис. 3.4 - Схема работы воздухоочистителя:

1 — відсік чистого повітря очищувача повітря; 2 — патрубок подачі повітря до правого блоку двигуна; 3 — циклон; 4 — шток пневмоциліндра; 5 — захисний клапан воздухоочистителя від попадання води; 6 — трубка подачі відпрацьованих газів двигуна до ежектора пыловидсмоктывающего; 7 — форсунка; 8 — эжектор пыловидсмоктывающего; 9 — эжекторная коробка системы охлаждения; 10 — пневмоцилиндр; 11 — трасса отработавших газов; 12 — радиатор системы охлаждения двигателя; 13 — заслонка трассы зимового забора воздуха с воздухоочистителем; 14 — труба подачи воздуха в воздухоочиститель; 15 — труба подачи воздуха для охлаждения компрессора; 16 — кольцевой воздухопровод; 17 — кишеньковый сливной клапан; 18 — труба подачи воздуха до генератора; 19 — клапан слива воды воздухоочистителя; 20 — инерционная решетка; 21 — дно воздухоочистителя; 22 — патрубок подачи воздуха до левого блока двигателя; 23 — пылосборник.

Під дією відцентрових сил частинки пилу викидаються до стінок циклонів і потрапляють в пыловловлювач, звідки пил всмоктується по трубопроводу пыловидсмоктывающим эжектором і викидається в атмосферу разом з відпрацьованими газами. Очищене повітря з циклонів надходить в колектор і далі через впускні колектори надходить в циліндри двигуна.

У зимовий час при відкритій заслінці повітря, що проходить через радіатори, розташовані в эжекторній коробці, нагрівається і надходить в корпус очищувача повітря через зимовий пыловозаборник, де змішується з повітрям, що надходить з кільцевого воздухопровода.

3.2 Обґрунтування рішень щодо удосконалення системи наповнення.

В результаті безперервного вдосконалення двигуна відбувається поліпшення робочих процесів і збільшення значення ККД. Однією з найважливіших вимог до двигуна є збільшення потужності і крутного моменту.

Наддув двигуна – це комплекс технічних змін, які сприяють збільшенню літрової потужності. Двигуни з підвищеним значенням літрової потужності називаються форсованими двигунами.

Ступінь наддуву оцінюється значенням літрової потужності ДВЗ. Чим вище літрова потужність, тим менше розмір і вага двигуна при однаковому показнику потужності. Форсування актуально коли немає можливості підвищити потужність двигуна без зміни його габаритних параметрів.

Основні способи збільшення літрової потужності двигуна:

- за рахунок збільшення частоти обертання. Проблеми підвищення швидкості полягають у зниженні ефективності, зниженні економічності та зменшенні ресурсу двигуна. Відбувається це через високі навантаження і сил тертя;

- за рахунок переходу з чотиритактного на двотактний робочий цикл теоретично збільшивши літрову потужність вдвічі. На практиці літрова потужність збільшується на 1,5... У 1,8 рази. Основними проблемами ту є погіршення якості очищення і наповнення циліндрів і використання частини ходу поршня для організації газообмінних процесів.

- найбільш ефективним способом збільшенням літрової потужності є наддув. Збільшення потужності (форсування) досягається введенням в робочий цикл великої кількості тепла, для чого потрібна більша кількість паливно-повітряної суміші, що вимагає більшої кількості окислювача для повного згоряння палива.

На сьогоднішній день існує чотири основних види наддуву:

- динамічний наддув;
- наддув за допомогою приводного нагнітача;
- наддув типу «Comprex»;
- наддув з приводом від газової турбіни.

Динамічний наддув - дозволяє збільшити потужність двигуна за рахунок використання тиску хвиль у впускній магістралі. Для збільшення щільності свіжого заряду, що подається в циліндри двигуна, у впускній і випускній системах використовуються коливальні хвилі. Коливання в трубопроводах утворюються за рахунок циклічної послідовності процесів в циліндрі.

Для динамічного наддуву необхідно виставити геометрію впускного тракту так, щоб при закритті впускного клапана біля нього була хвиля стиснення. Те ж саме відбувається і в випускному тракті, тільки там потрібно створити вакуумну хвилю для поліпшення очищення циліндрів. При правильному виборі геометричних параметрів за допомогою динамічного наддуву вдається збільшити ефективну потужність двигуна на 5... 12%.

Наддув за допомогою приводного нагнітача - це один з найефективніших способів збільшення потужності. Цей тип наддуву в основному використовується на суднових і стаціонарних двигунах, але завдяки розвитку сучасних технологій все частіше застосовується і на бензинових двигунах автомобілів.

Приводний нагнітач - це пристрій, який забезпечує швидку передачу повітря, створюючи при цьому підвищений тиск, необхідний для наддуву. Відмінною особливістю всіх ПН є те, що вони мають жорстке з'єднання з колінчастим валом двигуна і управляються через ремінну передачу або зірчасту передачу. Щільно з'єднаний з колінчастим валом, приводний нагнітач забезпечує більш високий тиск наддуву на низьких обертах двигуна, що покращує динаміку автомобіля, одночасно зменшуючи викиди сажі в навколишнє середовище. Потужність компресора при його механічному приводі безперервно зростає зі збільшенням тиску наддуву, що також є перевагою таких наддувних агрегатів. Об'ємні та відцентрові компресори є найбільш широко використовуваними серед приводних повітродувок.

Наддув типу «Комплекс» - є найдосконалішим теплообмінником хвиль, доступним на сьогоднішній день. Comprex - це система, яка поєднує в собі енергію вихлопу і механічний привід від колінчастого вала двигуна. Ця система використовує енергію вихлопних газів двигуна для стиснення повітря, що

					ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

надходить у циліндри при їх безпосередньому контакті. ККД теплообмінників хвильового тиску досягає 75%, а ступінь підвищення тиску - 2,1.

Comprex забезпечує двигуну високу реакцію дросельної заслінки. За допомогою цієї системи можна збільшити крутний момент до 70% (до 40% без інтеркулера) в порівнянні з крутним моментом атмосферного двигуна. При використанні в легкових автомобілях система Comprex забезпечує плавну зміну тиску наддуву зі зміною швидкості. Додатковою перевагою є підвищення екологічності дизельного двигуна.

У той же час система має певні недоліки, які перешкоджають її широкому поширенню. Перш за все, це великі габарити і висока вартість. У порівнянні з об'ємними компресорами, установка Comprex на двигун так само складна через необхідність зв'язку з валом двигуна.

Наддув з приводом від газової турбіни - є одним з найпоширеніших шляхів наддуву, так як забезпечує використання енергії відпрацьованих газів.

Привідний нагнітач має ряд недоліків в порівнянні з турбокомпресором, що не дозволяє встановлювати його на двигуни частіше, ніж компресори, що приводяться в рух газовою турбіною.

Найголовнішим недоліком є те, що для приводу компресора потрібна частина потужності самого двигуна. При цьому енергія вихлопу марнотратно викидається в атмосферу, на відміну від випадку з турбонагнітачем. Двигун з турбонагнітачем завжди буде мати більш високий ККД, зокрема за рахунок використання частини енергії з вихлопних газів. Цей факт менш помітний в бензинових двигунах через порівняно низький рівень наддуву, що використовується в них, і особливостей регулювання дросельною заслінкою їх потужності. Важливим показником нагнітача є його габарити. У зв'язку з високою швидкістю обертання, що досягається турбонагнітачами, їх габарити гранично зменшуються в порівнянні з габаритами об'ємних нагнітачів, а також з масою нагнітачів.

Саме з цих причин турбокомпресор набув найбільшого поширення в практиці сучасного моторобудування, і саме тому даний тип наддуву буде використано в даній роботі.

					ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

3.3 Обґрунтування та аналіз прийнятих рішень

3.3.1 Основні зміни дизельного двигуна при застосуванні наддуву

Конструктивні зміни

Використання наддуву з метою збільшення потужності вимагає внесення змін в конструкцію двигуна.

Зі збільшенням кількості паливно-повітряної суміші при збереженні робочого об'єму збільшується і кількість тепла, що виділяється при згорянні. Це призводить до необхідності посилення деталей двигуна в міру підвищення температури і тиску в циліндрах. В першу чергу збільшують товщину стінок і днища поршня, знижують ступінь стиснення, змінюють головку блоку циліндрів, змінюють фази газорозподілу, використовують підшипники КШМ механізму збільшеної ширини і діаметра і т.д. Для роботи системи наддуву також важливо змінити процеси запуску, змінити впускний/випускний колектор, підвищити продуктивність подачі палива, перепрограмувати блок управління двигуном і т.д. Чим вище тиск наддуву, тим більше змін вимагає конструкція.

Радіатори потрібні для охолодження наддувочного повітря та охолодження масляної системи. Також для масляного охолодження поршнів необхідно встановити масляний насос підвищеної продуктивності. Необхідно використовувати спеціальні марки масел для забезпечення ефективного змащення підшипників ротора і їх роботи в жорстких умовах.

Охолодження наддувочного повітря

Підвищення температури повітря при стисненні в компресорі призводить до втрати можливого збільшення його щільності, тобто масового заповнення циліндра. Крім того, зі збільшенням температури наддуву збільшується теплова напруга двигуна. Попереднє охолодження повітря знижує загальні втрати тепла в двигуні, підвищує механічний ККД за рахунок більш високої потужності без підвищення тиску, а також знижує питома витрата палива.

					ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Після компресора нагріте повітря пропускається через спеціальний радіатор (інтеркулер), схожий за конструкцією з радіатором системи охолодження двигуна. Нагнітальне повітря, що генерується компресором, проходить по трубах через інтеркулер у впускний колектор і потрапляє в камеру згоряння.

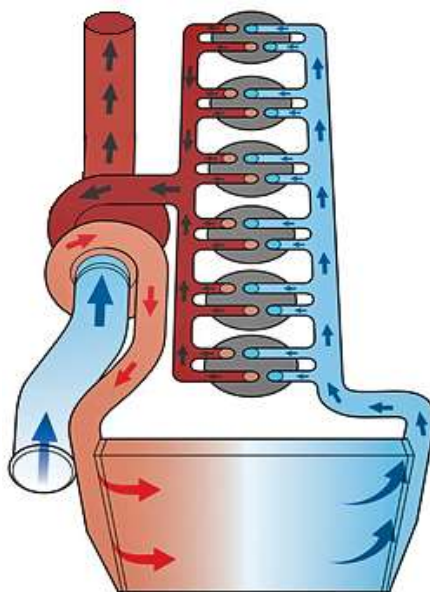


Рис. 3.5 - Схема роботи ОНП

Повітря може охолоджуватися водою або повітрям. Незважаючи на те, що вода має більш високу питому теплоємність, при використанні нових технологій обробки легких металів, автомобільні системи охолодження «повітря-повітря» мають переваги перед системами «вода-повітря». Перевагою системи охолодження «повітря-повітря» є її простота і надійність. Однак системи з рідинним інтеркулером більш ефективні при зниженні температури наддувочного повітря.

Вибір схеми наддуву.

Для того щоб досягти високого ККД, в деяких випадках можливе використання комбінованого наддуву. Для цього використовують три основні схеми:

- а) паралельний наддув;
- б) послідовний наддув;
- в) комбінований наддув.

При паралельному наддуві зазвичай використовуються два однакових турбокомпресора, кожен з яких приводить в дію окремий ряд циліндрів. Обидва ТКР працюють паралельно у всьому діапазоні навантажень і швидкостей. Перевага цього методу полягає в тому, що два невеликих турбокомпресора швидше розганяються і виходять на робочий режим, за рахунок менших розмірів і ваги. Впускний і випускний колектори для двох невеликих турбокомпресорів будуть коротшими і простішими за конструкцією, ніж для одного великого. З іншого боку, два невеликих турбокомпресора, як правило, дорожчі, ніж один великий. Крім того, їх роботу потрібно скоординувати.

Для послідовного форсування використовуються два великих турбокомпресора, які не завжди працюють одночасно. Вони включаються в роботу послідовно. На низьких частотах працює один ТКР. На середніх частотах, коли перший ТКР виходить на номінальний режим, постійно зростаючий заряд вихлопних газів починає розкручувати другий ТКР. Це пов'язано з регулюванням перепускними клапанами. На високих частотах, коли енергія вихлопних газів забезпечується обома ТКР, вони працюють однаково, тобто паралельно. Використання послідовного підсилення є доцільним у випадках, коли потрібен високий тиск наддуву. Перевагою такої системи є рівномірність і висока продуктивність у всьому режимі роботи.

Комбінований наддув представляє собою змішаний варіант з паралельного та послідовного наддуву.

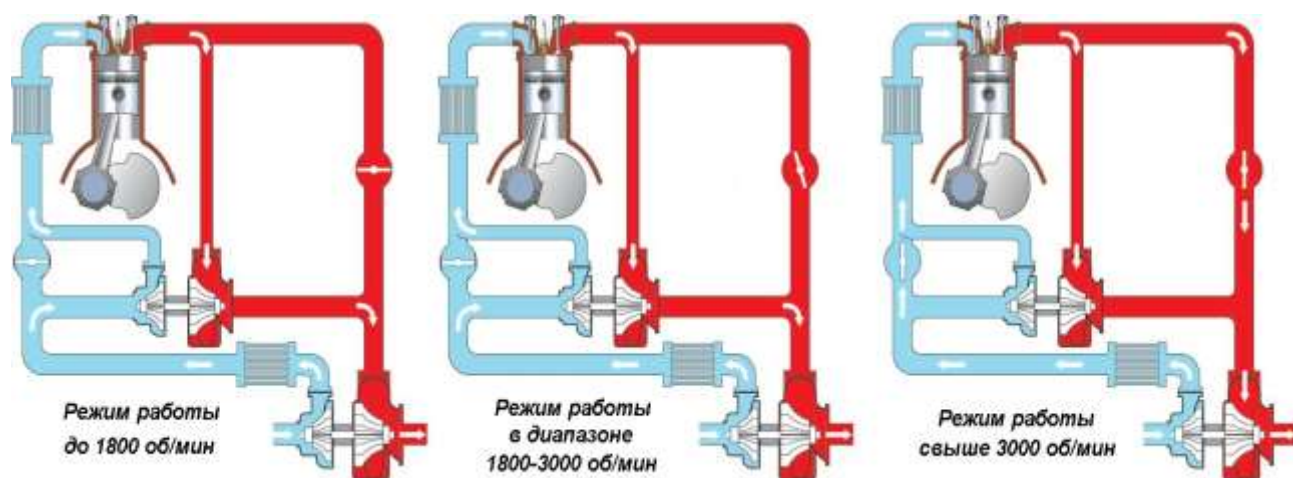


Рис. 3.6 - Схема роботи системи комбінованого наддуву

3.3.2 Переваги та недоліки використання наддуву

Щоб оцінити всі переваги двигуна з турбонаддувом, варто розглянути всі переваги та недоліки використання турбокомпресора.

Переваги:

- головною перевагою ДВЗ з турбонаддувом є збільшення потужності і крутного моменту двигуна при його невеликих розмірах. Невеликі двигуни з турбонаддувом ефективніше перетворюють енергію палива, що згоряє, в корисну роботу, підвищуючи ККД (чим більше об'єм двигуна, тим вище буде тепловіддача і тертя). За допомогою турбонаддуву можна суттєво збільшити потужність базового двигуна;

- збільшення потужності відбувається за рахунок максимально повного згоряння палива, звідси ще дві важливі переваги, які дуже важливі для сучасного двигуна. Це економічно вигідно і екологічно чисто. За рахунок більш повного згоряння палива, без збільшення подачі палива, відбувається збільшення потужності двигуна. Це означає, що питома витрата палива знижується приблизно на 5... 15%. Крім того, більш повне згоряння палива сприяє зниженню шкідливих викидів в атмосферу;

- наддув дає більш високий крутний момент на середніх і високих оборотах;

- двигун з турбонаддувом практично несприйнятливий до значних перепадів висоти в порівнянні з атмосферним двигуном.

- двигун з турбонаддувом працює стабільніше і тихіше.

Недоліки:

- вартість наддувних агрегатів досить висока, як і вартість установки нагнітача на атмосферний двигун;

- зростають вимоги до якості палива;

- для системи змащення турбокомпресора потрібні спеціальні масла, здатні витримувати високі температури та гірші умови тертя;

- необхідність застосування охолоджувача наддувочного повітря;

- відсутність прямого зв'язку з валом двигуна;

					ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		66

3.4 Розрахунок параметрів турбокомпресору.

3.4.1 Обґрунтування типорозміру турбокомпресору.

Вихідні дані для проектування турбокомпресору.

Двигун для якого проектується турбокомпресор, згідно ДСТУ	6Ч 15/15
Ефективна потужність двигуна, в кВт	$P_e = 300$
Питома ефективна витрата пального, в кг/(кВт год)	$b_e = 0.212$
Тиск повітря після компресору, в кПа	$p_B = 145$
Коефіцієнт надлишку повітря,	$\alpha = 2.1$

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

$$B_{\Gamma} = P_e \cdot b_e = 300 \cdot 0.212 = 63.6$$

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;

$$G_{\Gamma} = \frac{1}{1 - \nu} \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot B_{\Gamma} = \frac{1}{1 - 0.02} \cdot 2.1 \cdot 14.45 \cdot 63.6 = 1969.329$$

Секундна витрата повітря через двигун, в кг/с

$$G_s = \frac{G_{\Gamma}}{3600} = \frac{1969.329}{3600} = 0.547$$

Секундна витрата повітря через компресор, в кг/с

$$G_k = G_s \cdot \beta_{\text{ВИТ}}$$

де $\beta_{\text{ВИТ}} = 1.015$ - коефіцієнт що враховує втрати повітря через наявні нещільності в компресорі; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $\beta_{\text{ВИТ}} = (1.01 \dots 1.02)$

$$G_k = G_s \cdot \beta_{\text{ВИТ}} = 0.547 \cdot 1.015 = 0.555$$

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_k = \frac{p_B}{p_0 - \Delta p_k}$$

де $\Delta p_k = 4$ кПа - втрати тиску на вході в компресор, головним чином у повітряному фільтрі; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $\Delta p_k = (2 \dots 4)$ кПа

$$\pi_k = \frac{p_B}{p_0 - \Delta p_k} = \frac{145}{101.3 - 4} = 1.49$$

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

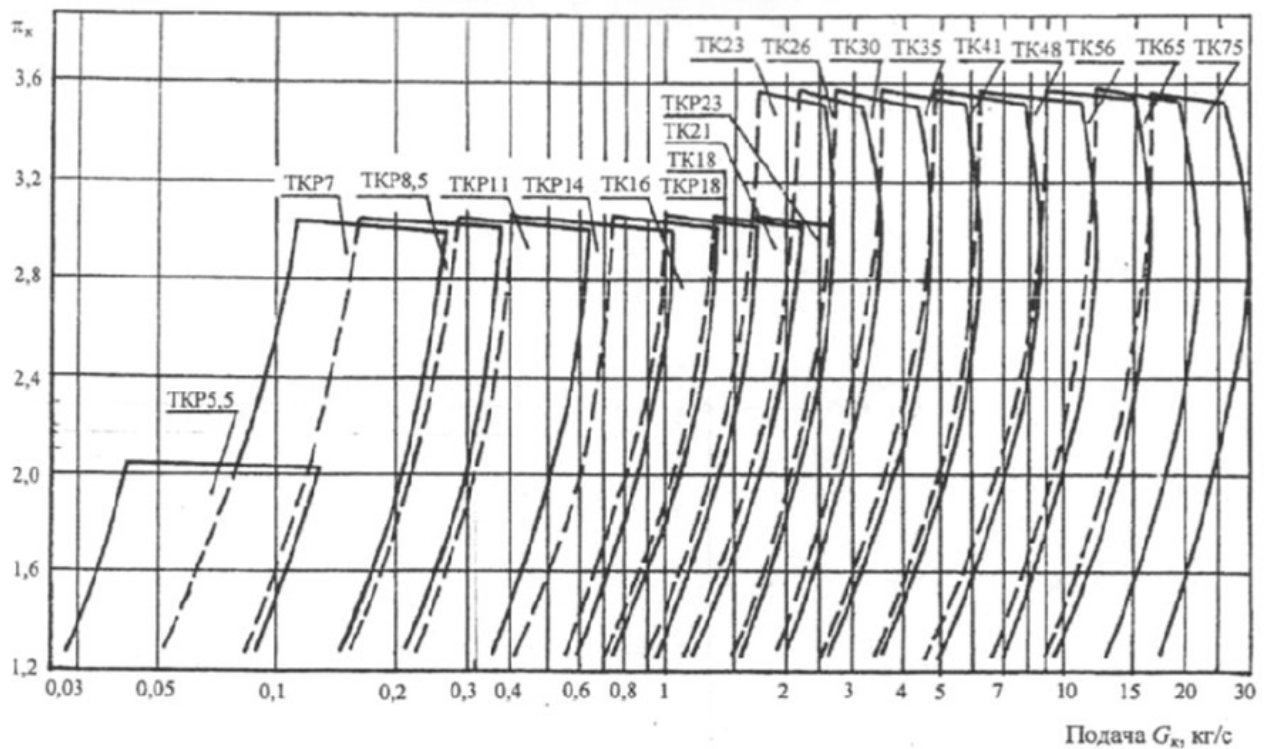


Рисунок 3.7 - Поля подач основних моделей турбокомпресів

В нашому випадку найбільш оптимальним вибором турбокомпресора згідно графіку представленого на рисунку 1.1 є турбокомпресор моделі ТКР-14

Задамося в першому наближенні величиною температури повітря у на виході з компресору, згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $T'_B = (320...360)$ К

$$T'_B = 338.2$$

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

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

$$\text{де } a = 20.95$$

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

$$mC_V = a + b \cdot T'_B = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot 338.2 = 22.367$$

Коефіцієнт адіабати стиску в компресорі

$$k_s = 1 + \frac{8.314}{mC_V} = 1 + \frac{8.314}{22.367} = 1.372$$

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;

$$T_B = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\frac{k_s - 1}{k_s} \pi_K - 1}{\eta_K} \right) = 293 \cdot \left(1 + \frac{1.49 \frac{1.372 - 1}{1.372} - 1}{0.74} \right) = 338.203$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає у %:

$$\Delta T_B = \frac{|T_B - T'_B|}{T_B} \cdot 100 = \frac{|338.203 - 338.2|}{338.203} \cdot 100 = 0.001$$

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

$$\Delta T = T_B - T_0 = 338.203 - 293 = 45.203$$

Для ефективного наповнення циліндрів, дотримання рівня теплової напруженості деталей ЦПГ, допустимий перепад температур згідно [1, ст 24] не повинен перевищувати $\Delta T = (30 \dots 60) \text{ К}$.

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

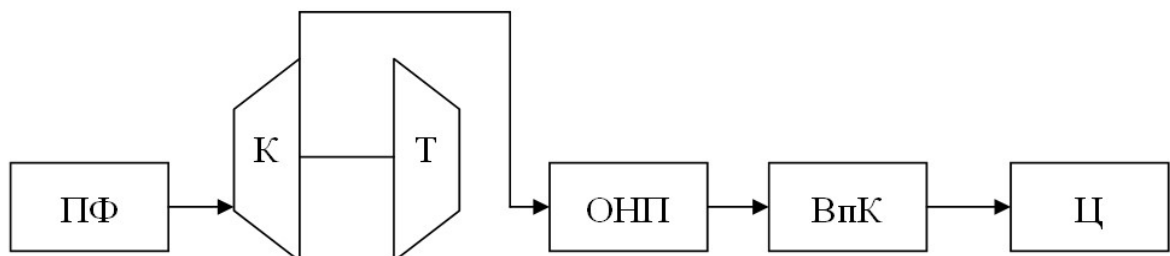


Рисунок 3.7 - Пропонована схема системи наддуву;

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

Густина повітря на виході з компресору, в кг/м³

$$\rho_B = \frac{p_B \cdot 10^3}{T_B \cdot R_{II}} = \frac{145 \cdot 10^3}{338.203 \cdot 287.4} = 1.492$$

Температура повітря у впускному колекторі двигуна, в К

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

де $E_{ОНП} = 0.55$ - коефіцієнт ефективності охолоджувача повітря; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $E_{ОНП} = (0,5...0,6)$

$$T_S = T_B - E_{ОНП} \cdot \Delta T = 338.2 - 0.6 \cdot 45.2 = 313.3$$

Тиск повітря у впускному колекторі двигуна, в кПа

$$p_S = p_B - \Delta p_{ОНП}$$

де $\Delta p_{ОНП} = 3$ кПа - втрати тиску в охолоджувачі наддувочного повітря; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $\Delta p_{ОНП} = (2...4)$ кПа

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

Густина повітря у впускному колекторі, в кг/м³

$$\rho_S = \frac{p_S \cdot 10^3}{T_S \cdot R_{II}} = \frac{142 \cdot 10^3}{313.341 \cdot 287.4} = 1.577$$

Відносне збільшення густини повітря в компресорі, у %

$$\Delta \rho_{BO} = \left(\frac{\rho_B}{\rho_0} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{1.492}{1.203} - 1 \right) \cdot 100 = 24.008$$

Відносна зміна густини повітря на впуску, у %

$$\Delta \rho_{SB} = \left(\frac{\rho_S}{\rho_B} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{1.577}{1.492} - 1 \right) \cdot 100 = 5.701$$

3.4.2 Розрахунок параметрів компресору.

Вихідні дані для проектування проточної частини компресору

Витрата повітря через компресор (на основі попередніх розрахунків), в кг/с $G_K = 0.555$

Ступінь підвищення тиску (на основі попередніх розрахунків) $\pi_K = 1.490$

ККД компресора по ГОСТ 9658-51, згідно [1,ст 24] $\eta_K = 0.74$

Діаметр колеса на виході, в м $D_2 = 0.14$

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 [1,ст 24] із діапазону значень, попереднє значення показника адіабаты 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 адіабаты

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

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

$$L_k = \frac{R_{\Pi} \cdot T_0 \cdot k_k}{k_k - 1} \cdot \frac{\left(\pi_k^{\frac{k_k - 1}{k_k}} - 1 \right)}{\eta_k} = \frac{287.4 \cdot 293 \cdot 1.39}{1.39 - 1} \cdot \frac{1.49^{\frac{1.39 - 1}{1.39}} - 1}{0.74} = 48054.52$$

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

$k_{90} = 0.020$ - емпіричний коефіцієнт циркуляції; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $k_{90} = (0.015 \dots 0.030)$

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z_k} + \frac{\delta_2}{D_2} + k_{90} = 1 - \frac{\pi}{12} + \frac{1.5 \times 10^{-3}}{0.14} + 0.02 = 0.769$$

Коефіцієнт роботи

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

де $\alpha_d = 0.05$ - коефіцієнт дискового тертя; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $\alpha_d = (0.04 \dots 0.06)$

$$\mu_1 = \mu + \alpha_d = 0.769 + 0.05 = 0.819$$

Колова швидкість колеса на діаметрі D_2 в м/с

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_K}{\mu_1}} = \sqrt{\frac{4.805 \times 10^4}{0.819}} = 242.241$$

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

$$n_{TK} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2} = \frac{60 \cdot 242.241}{\pi \cdot 0.14} = 33046.167$$

Потужність, що споживається компресором, в кВт

$$P_K = 10^{-3} \cdot G_K \cdot L_K = 10^{-3} \cdot 0.555 \cdot 4.805 \times 10^4 = 26.682$$

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

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

- 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

$$f_a = \frac{G_k}{c_a \cdot \rho_a} = \frac{0.555}{50 \cdot 1.159} = 9.582 \times 10^{-3}$$

Діаметр вхідного патрубка, в м

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot f_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9.582 \times 10^{-3}}{\pi}} = 0.11$$

$$\text{або в мм} \quad d_a \cdot 10^3 = 0.11 \cdot 10^3 = 110.453$$

Швидкість на вході в колесо, в м/с

$$c_1 = c_{1.в} \cdot u_2$$

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

$$c_1 = c_{1.в} \cdot u_2 = 0.3 \cdot 242.241 = 72.672$$

Температура повітря перед колесом, в К

$$T_1 = T_a + \frac{(k_k - 1) \cdot (c_a^2 - c_1^2)}{2 \cdot k_k \cdot R_{\Pi}} = 291.77 + \frac{(1.39 - 1) \cdot (50^2 - 72.67^2)}{2 \cdot 1.39 \cdot 287.4} = 290.4$$

Втрати у вхідному пристрої, в Дж/кг

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

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

$$L_{r.BX} = \xi_{BX} \cdot \frac{c_1^2}{2} = 0.05 \cdot \frac{72.672^2}{2} = 132.032$$

Допоміжний коефіцієнт для визначення показника політропи

$$m_a = \frac{k_K}{k_K - 1} - \frac{L_{r.BX}}{R_{II} \cdot (T_1 - T_a)} = \frac{1.39}{1.39 - 1} - \frac{132.03}{287.4 \cdot (290.4 - 291.77)} = 3.87$$

Показник політропи у вхідному пристрої

$$n_a = \frac{m_a}{m_a - 1} = \frac{3.875}{3.875 - 1} = 1.348$$

Тиск на вході в колесо, в кПа

$$p_1 = p_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_a}{n_a - 1}} = 97.184 \cdot \left(\frac{290.404}{291.771} \right)^{\frac{1.348}{1.348 - 1}} = 95.432$$

Густина на вході в колесо, в кг/м³

$$\rho_1 = \frac{10^3 \cdot p_1}{R_{II} \cdot T_1} = \frac{10^3 \cdot 95.432}{287.4 \cdot 290.404} = 1.143$$

Прохідний перетин колеса на вході, в м²

$$f_1 = \frac{G_K}{\rho_1 \cdot c_1} = \frac{0.555}{1.143 \cdot 72.672} = 6.682 \times 10^{-3}$$

Діаметр колеса на вході, в м

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6.682 \times 10^{-3}}{\pi}} = 0.092$$

$$\text{або в мм} \quad d_1 \cdot 10^3 = 0.092 \cdot 10^3 = 92.238$$

Діаметр маточини, в м

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_2$$

$D_{0.в} = 0.2$ - відносна величина діаметра маточини колеса; згідно [1, ст 24]
вибирається з діапазону $D_{0.в} = (0,2...0,3)$

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_2 = 0.2 \cdot 0.14 = 0.028$$

або в мм $D_0 \cdot 10^3 = 0.028 \cdot 10^3 = 28$

Відносний зовнішній діаметр колеса на вході,

$$D_{в.з} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_1}{\pi \cdot D_2^2} + D_{0.в}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6.682 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 0.14^2} + 0.2^2} = 0.689$$

Висновок: отримане в результаті значення відносного зовнішнього діаметра колеса на вході, не виходить за допустимі межі $D_{в.з} = (0,55...0,69)$, тому розрахунок можна продовжити.

Зовнішній діаметр колеса на вході, в м

$$D_3 = D_{в.з} \cdot D_2 = 0.689 \cdot 0.14 = 0.096$$

або в мм $D_3 \cdot 10^3 = 0.096 \cdot 10^3 = 96.394$

Середній діаметр колеса на вході, в м

$$D_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (D_0^2 + D_3^2)} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (0.028^2 + 0.096^2)} = 0.071$$

або в мм $D_1 \cdot 10^3 = 0.071 \cdot 10^3 = 70.978$

Колова швидкість на середньому діаметрі, в м/с

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{\text{ТК}}}{60} = \frac{\pi \cdot 0.071 \cdot 3.305 \times 10^4}{60} = 122.813$$

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

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} = \sqrt{72.672^2 + 122.813^2} = 142.704$$

Кут потоку на вході в колесо, в °

$$\beta_1 = \left(\frac{\operatorname{atan}\left(\frac{c_1}{u_1}\right) \cdot 180}{\pi} \right) = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{72.672}{122.813}\right) \cdot 180}{\pi} = 30.614$$

Розрахунок робочого колеса компресора

Втрати на вході в колесо, в Дж/кг

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

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

$$L_{r1} = \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} = 0.15 \cdot \frac{142.704^2}{2} = 1527.327$$

Втрати при повороті потоку, в Дж/кг

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

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

$$L_{r2} = \xi_2 \cdot \frac{c_1^2}{2} = 0.15 \cdot \frac{72.672^2}{2} = 396.095$$

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

$$L_{рд} = \alpha_d \cdot u_2^2 = 0.05 \cdot 242.241^2 = 2934.037$$

Сумарна величина втраг на колесі, в Дж/кг

$$L_r = L_{r1} + L_{r2} + L_{rД} = 1527.327 + 396.095 + 2934.037 = 4857.459$$

Температура повітря на виході з колеса, в К

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

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

$$T_2 = T_1 + \Delta T_{12} = 290.4 + \frac{\left(0.82 - \frac{0.77^2}{2}\right) \cdot (1.39 - 1) \cdot 242.24^2}{1.39 \cdot 287.4} = 320.6$$

Коефіцієнт для визначення показника політропи на колесі

$$m_2 = \frac{k_K}{k_K - 1} - \frac{L_r}{R_{\Pi} \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{1.39}{1.39 - 1} - \frac{4.86 \times 10^3}{287.4 \cdot (320.6 - 290.4)} = 2.98$$

Показник політропи стиску повітря на колесі

$$n_2 = \frac{m_2}{m_2 - 1} = \frac{2.979}{2.979 - 1} = 1.505$$

Тиск на виході з колеса, в кПа

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} = 95.432 \cdot \left(\frac{320.597}{290.404}\right)^{\frac{1.505}{1.505 - 1}} = 128.133$$

Густина повітря на виході, в кг/м³

$$\rho_2 = \frac{10^3 \cdot p_2}{R_{\text{II}} \cdot T_2} = \frac{10^3 \cdot 128.133}{287.4 \cdot 320.597} = 1.391$$

Крок лопаток на виході, в м

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z_K} = \frac{\pi \cdot 0.14}{12} = 0.037$$

$$\text{або в мм} \quad t_2 \cdot 10^3 = 0.037 \cdot 10^3 = 36.652$$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} = 1 - \frac{1.5 \times 10^{-3}}{0.037} = 0.959$$

Радіальні складові абсолютної та відносної швидкостей, в м/с

$$w_{2r} = c_1 = 72.672$$

$$c_{2r} = w_{2r} = 72.672$$

Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$$c_{2u} = \mu \cdot u_2 = 0.769 \cdot 242.241 = 186.263$$

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

$$c_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{72.672^2 + 186.263^2} = 199.938$$

Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{2u} = c_{2u} - u_2 = 186.263 - 242.241 = -55.978$$

Відносна швидкість потоку на виході в м/с

$$w_2 = \sqrt{w_{2r}^2 + w_{2u}^2} = \sqrt{72.672^2 + (-55.978)^2} = 91.732$$

Кут виходу потоку при абсолютному русі в °

$$\alpha_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{72.672}{186.263}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 21.314$$

Кут виходу потоку при відносному русі в °

$$\beta_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{w_{2r}}{w_{2u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{72.672}{-55.978}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = -52.394$$

2.4.19 Кут відставання потоку, в °

$$\delta = 90 - |\beta_2| = 90 - |-52.394| = 37.606$$

Ширина лопаток на виході, в м

$$b_2 = \frac{G_K}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \tau_2 \cdot \rho_2} = \frac{0.555}{\pi \cdot 0.140 \cdot 72.672 \cdot 0.959 \cdot 1.391} = 0.013$$

або в мм $b_2 \cdot 10^3 = 0.013 \cdot 10^3 = 13.025$

Ступінь підвищення тиску в колесі

$$\pi_2 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{128.133}{95.432} = 1.343$$

Адіабатний ККД робочого колеса

$$\eta_{2.ад} = \frac{\left(\frac{k_K - 1}{k_K} \pi_2 - 1 \right)}{\left(\frac{n_2 - 1}{n_2} \pi_2 - 1 \right)} = \frac{1.343 \frac{1.394 - 1}{1.394} - 1}{1.343 \frac{1.505 - 1}{1.505} - 1} = 0.835$$

Розрахунок безлопатєвого 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 [1,ст 24] вибирається з діапазону $D_{3.B} = (1,07...1,18)$

$$D_3 = D_{3.B} \cdot D_2 = 1.1 \cdot 0.14 = 0.154$$

$$\text{або в мм} \quad D_3 \cdot 10^3 = 0.154 \cdot 10^3 = 154$$

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 [1,ст 24] вибирається з діапазону $b_{3.B} = (0,95...1,00)$

$$b_3 = b_{3.B} \cdot b_2 = 0.97 \cdot 0.013 = 0.013$$

$$\text{або в мм} \quad b_3 \cdot 10^3 = 0.013 \cdot 10^3 = 12.634$$

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

$$\rho_{32.B.pr} = 0.993$$

Швидкість потоку на виході із дифузору, в м/с

$$c_3 = \frac{c_2 \cdot \tau_2 \cdot D_2}{D_3} \cdot \frac{b_2}{b_3} \cdot \rho_{32.B.pr} = \frac{199.94 \cdot 0.96 \cdot 0.14}{0.15} \cdot \frac{0.01}{0.01} \cdot 0.99 = 178.46$$

Температура потоку на виході, в К

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

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

$$T_3 = T_2 + \Delta T_{23} = 320.6 + \frac{(1.39 - 1) \cdot (199.94^2 - 178.46^2)}{2 \cdot 1.39 \cdot 287.4} = 324.59$$

Тиск на виході з дифузору, в кПа

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

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

$$p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3 - 1}{n_3}} = 128.133 \cdot \left(\frac{324.593}{320.597} \right)^{\frac{1.95 - 1}{1.95}} = 128.909$$

Щільність повітря на виході, в кг/м³

$$\rho_3 = \frac{p_3 \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_3} = \frac{128.909 \cdot 10^3}{287.4 \cdot 324.593} = 1.382$$

Перевірка величини зміни відносної щільності

$$\rho_{32.в} = \frac{\rho_3}{\rho_2} = \frac{1.382}{1.391} = 0.994$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %

$$\Delta \rho_{32.в} = \frac{|\rho_{32.в.пр} - \rho_{32.в}|}{\rho_{32.в.пр}} \cdot 100 = \frac{|0.993 - 0.994|}{0.993} \cdot 100 = 0.067$$

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

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

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

$$L_{r3} = R_{\pi} \cdot A \cdot (T_3 - T_2) = 287.4 \cdot 1.486 \cdot (324.593 - 320.597) = 1706.784$$

Ступінь підвищення тиску у щілинному дифузорі

$$\pi_3 = \frac{p_3}{p_2} = \frac{128.909}{128.133} = 1.006$$

Адіабатний ККД щілинного дифузору

$$\eta_{3.ад} = \frac{\left(\pi_3^{\frac{k_k-1}{k_k}} - 1 \right)}{\left(\pi_3^{\frac{n_3-1}{n_3}} - 1 \right)} = \frac{1.006^{\frac{1.394-1}{1.394}} - 1}{1.006^{\frac{1.95-1}{1.95}} - 1} = 0.58$$

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

$$D_4 = D_{4.в} \cdot D_2 = 1.6 \cdot 0.14 = 0.224$$

$$\text{або в мм } D_4 \cdot 10^3 = 0.224 \cdot 10^3 = 224$$

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 [1, ст 24] вибирається з діапазону $\Theta = (0...6)^\circ$

$$\Delta b_{34} = \frac{(D_4 - D_3)}{2} \cdot \tan\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \frac{0.224 - 0.154}{2} \cdot \tan\left(0 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0$$

$$b_4 = b_3 + \Delta b_{34} = 0.013 + 0 = 0.013$$

$$\text{або в мм} \quad b_4 \cdot 10^3 = 0.013 \cdot 10^3 = 12.634$$

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

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

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

$$\alpha_3 = \alpha_2 + \Delta\alpha_{23} = 21.314 + 0 = 21.314$$

Кут виходу потоку, в $^\circ$

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

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

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \Delta\alpha_{34} = 21.314 + 12 = 33.314$$

Крок лопаток на вході, в м

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_D} = \frac{\pi \cdot 0.154}{13} = 0.037$$

$$\text{або в мм} \quad t_3 \cdot 10^3 = 0.037 \cdot 10^3 = 37.216$$

Коефіцієнт загромадження перетину на вході

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

де $\delta_3 = 0.002$ м - товщина лопаток на вході; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $\delta_3 = (0,0015...0,0025)$ м

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3}{t_3} = 1 - \frac{2 \times 10^{-3}}{0.037} = 0.946$$

Прохідний перетин на вході в дифузор, в м²

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

$$\text{де } B = \sin\left(\alpha_3 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \sin\left(21.314 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.363$$

$$f_3 = \pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \tau_3 \cdot B = \pi \cdot 0.154 \cdot 0.013 \cdot 0.946 \cdot 0.363 = 2.102 \times 10^{-3}$$

Швидкість потоку на вході в дифузор, в м/с

$$c_{3д} = \frac{G_K}{f_3 \cdot \rho_3} = \frac{0.555}{2.102 \times 10^{-3} \cdot 1.382} = 191.131$$

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

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{z_d} = \frac{\pi \cdot 0.224}{13} = 0.054$$

$$\text{або в мм } t_4 \cdot 10^3 = 0.054 \cdot 10^3 = 54.132$$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4}{t_4} = 1 - \frac{0.015}{0.054} = 0.723$$

Прохідний перетин на виході, в м²

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

$$\text{де } B = \sin\left(\alpha_4 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \sin\left(33.314 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.549$$

$$f_4 = \pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \tau_4 \cdot B = \pi \cdot 0.224 \cdot 0.013 \cdot 0.723 \cdot 0.549 = 3.53 \times 10^{-3}$$

Дифузорність каналів лопаткового дифузору

$$f_d = \frac{f_4}{f_3} = \frac{3.53 \times 10^{-3}}{2.102 \times 10^{-3}} = 1.679$$

Коефіцієнти безрозмірного рівняння збереження енергії

$$\sigma = \frac{(k_k - 1) \cdot c_{3d}^2}{2 \cdot k_k \cdot R_{\Pi} \cdot T_3} = \frac{(1.394 - 1) \cdot 191.131^2}{2 \cdot 1.394 \cdot 287.4 \cdot 324.593} = 0.055$$

$$q = \left(\frac{1}{f_d}\right)^2 = \left(\frac{1}{1.679}\right)^2 = 0.355$$

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

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 дифузорі.

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:

$$\beta = 1.03782578$$

$$\frac{\beta - 1}{\sigma} + \frac{q}{\beta^m} - 1 = \frac{1.038 - 1}{0.055} + \frac{0.355}{1.038^{3.077}} - 1 = 0$$

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

$$T_4 = \beta \cdot T_3 = 1.038 \cdot 324.593 = 336.871$$

Швидкість потоку на виході з дифузору, в м/с

$$c_4 = c_{3д} \cdot \sqrt{1 - \frac{\beta - 1}{\sigma}} = 191.131 \cdot \sqrt{1 - \frac{1.038 - 1}{0.055}} = 107.503$$

Тиск повітря на виході, в кПа

$$p_4 = p_3 \cdot \beta^{\frac{n_4}{n_4 - 1}} = 128.909 \cdot 1.038^{\frac{1.65}{1.65 - 1}} = 141.649$$

Щільність повітря, в кг/м³

$$\rho_4 = \frac{10^3 \cdot p_4}{R_{\Pi} \cdot T_4} = \frac{10^3 \cdot 141.649}{287.4 \cdot 336.871} = 1.463$$

Втрати в лопатевому дифузори, Дж/кг

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

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

$$L_{r4} = R_{\Pi} \cdot A \cdot (T_4 - T_3) = 287.4 \cdot 1 \cdot (336.871 - 324.593) = 3529.668$$

Ступінь підвищення тиску в лопатевому дифузори

$$\pi_4 = \frac{p_4}{p_3} = \frac{141.649}{128.909} = 1.099$$

Адіабатний ККД лопатевого дифузору

$$\eta_{4.ад} = \frac{\left(\frac{k_K - 1}{k_K} \pi_4 - 1 \right)}{\left(\frac{n_4 - 1}{n_4} \pi_4 - 1 \right)} = \frac{1.099 \frac{1.394 - 1}{1.394} - 1}{1.099 \frac{1.65 - 1}{1.65} - 1} = 0.714$$

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 [1, ст 25] вибирається з діапазону $c_5 = (50 \dots 80)$ м/с

$$\Delta T_{45} = \frac{(k_K - 1) \cdot (c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot k_K \cdot R_{\Pi}} = \frac{(1.394 - 1) \cdot (107.503^2 - 65^2)}{2 \cdot 1.394 \cdot 287.4} = 3.605$$

$$T_5 = T_4 + \Delta T_{45} = 336.871 + 3.605 = 340.476$$

Тиск на виході, в кПа

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

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

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5-1}} = 141.649 \cdot \left(\frac{340.476}{336.871} \right)^{\frac{1.95}{1.95-1}} = 144.777$$

Щільність повітря на виході, в кг/м³

$$\rho_5 = \frac{10^3 \cdot p_5}{R_{\text{п}} \cdot T_5} = \frac{10^3 \cdot 144.777}{287.4 \cdot 340.476} = 1.48$$

Прохідний перетин вихідного патрубка, в м²

$$f_5 = \frac{G_{\text{к}}}{c_5 \cdot \rho_5} = \frac{0.555}{65 \cdot 1.48} = 5.774 \times 10^{-3}$$

Втрати у вихідному пристрої, в Дж/кг

$$L_{\text{т5}} = R_{\text{п}} \cdot A \cdot (T_5 - T_4)$$

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

$$L_{\text{т5}} = R_{\text{п}} \cdot A \cdot (T_5 - T_4) = 287.400 \cdot 1.486 \cdot (340.476 - 336.871) = 1539.519$$

Ступінь підвищення тиску в завитку

$$\pi_5 = \frac{p_5}{p_4} = \frac{144.777}{141.649} = 1.022$$

Адіабатний ККД завитка

$$\eta_{5.ад} = \frac{\left(\frac{k_K - 1}{k_K} \right)}{\left(\frac{n_5 - 1}{n_5} \right)} = \frac{1.022^{\frac{1.394 - 1}{1.394}} - 1}{1.022^{\frac{1.95 - 1}{1.95}} - 1} = 0.579$$

Розрахунок параметрів стиснутого повітря і ККД компресора

Температура загальмованого потоку на виході, в К

$$T_K = T_5 + \frac{(k_K - 1) \cdot c_5^2}{2 \cdot k_K \cdot R_{II}} = 340.476 + \frac{(1.394 - 1) \cdot 65^2}{2 \cdot 1.394 \cdot 287.4} = 342.553$$

Тиск загальмованого потоку, в кПа

$$p_K = p_5 \cdot \left(\frac{T_K}{T_5} \right)^{\frac{k_K}{k_K - 1}} = 144.777 \cdot \left(\frac{342.553}{340.476} \right)^{\frac{1.394}{1.394 - 1}} = 147.927$$

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_K = \frac{p_K}{p_0 - \Delta p_K} = \frac{147.927}{101.3 - 4} = 1.52$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta \pi_K = \frac{|\pi_K - \pi_K|}{\pi_K} \cdot 100 = \frac{|1.49 - 1.52|}{1.49} \cdot 100 = 2.019$$

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

$$L_{\text{к.ад}} = R_{\text{п}} \cdot T_0 \cdot A$$

$$\text{де } A = \frac{k_{\text{к}}}{k_{\text{к}} - 1} \cdot \left(\pi_{\text{к}}^{\frac{k_{\text{к}} - 1}{k_{\text{к}}}} - 1 \right) = \frac{1.394}{1.394 - 1} \cdot \left(1.52^{\frac{1.394 - 1}{1.394}} - 1 \right) = 0.445$$

$$L_{\text{к.ад}} = R_{\text{п}} \cdot T_0 \cdot A = 287.4 \cdot 293 \cdot 0.445 = 37449.602$$

Сумарна енергія на подолання опорів, в Дж/кг

$$L_{\text{тк}} = L_{\text{т.вх}} + L_{\text{т}} + L_{\text{т3}} + L_{\text{т4}} + L_{\text{т5}}$$

$$L_{\text{тк}} = \sum \begin{pmatrix} L_{\text{т.вх}} \\ L_{\text{т}} \\ L_{\text{т3}} \\ L_{\text{т4}} \\ L_{\text{т5}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 132.032 \\ 4857.459 \\ 1706.784 \\ 3529.668 \\ 1539.519 \end{pmatrix} = 11765.461$$

Допоміжний коефіцієнт для визначення показника політропи в компресорі

$$m_{\text{к}} = \frac{k_{\text{к}}}{k_{\text{к}} - 1} - \frac{L_{\text{тк}}}{R_{\text{п}} \cdot (T_{\text{к}} - T_0)} = \frac{1.394}{1.394 - 1} - \frac{1.177 \times 10^4}{287.4 \cdot (342.553 - 293)} = 2.713$$

Показник політропи стиску повітря в компресорі

$$n_{\text{к}} = \frac{m_{\text{к}}}{m_{\text{к}} - 1} = \frac{2.713}{2.713 - 1} = 1.584$$

Робота компресора при політропному стиску, в Дж/кг

$$L_{п.к} = R_{п} \cdot T_0 \cdot A$$

$$A = \frac{n_k}{n_k - 1} \cdot \left(\pi_k^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1 \right) = \frac{1.584}{1.584 - 1} \cdot \left(1.52^{\frac{1.584 - 1}{1.584}} - 1 \right) = 0.453$$

$$L_{п.к} = R_{п} \cdot T_0 \cdot A = 287.4 \cdot 293 \cdot 0.453 = 38146.455$$

Адіабатний ККД компресора

$$\eta_{к.ад} = \frac{L_{к.ад}}{L_{п.к} + L_{гк}} = \frac{3.745 \times 10^4}{3.815 \times 10^4 + 1.177 \times 10^4} = 0.75$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta \eta_{к.ад} = \frac{|\eta_k - \eta_{к.ад}|}{\eta_k} \cdot 100 = \frac{|0.74 - 0.75|}{0.74} \cdot 100 = 1.394$$

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

3.4.3 Розрахунок проточної частини турбіни

Вихідні дані для розрахунку

ККД газової турбіни по ГОСТ 9658-81

$$\eta_{\text{т.пр}} = 0.73$$

Температура газів перед турбіною, в К

$$T_{\text{т}} = 925$$

Опір тракту на виході з турбіни, в кПа

$$\Delta p_{\text{т}} = 2$$

Кількість лопаток соплового апарату

$$z_{\text{с}} = 13$$

Кількість лопаток робочого колеса

$$z_{\text{к}} = 12$$

Частота обертання ротора, хв^{-1}

$$n_{\text{тк}} = 33046$$

Коефіцієнт витоку продувного повітря

$$\nu = 0.009$$

Газова стала для відпрацьованих газів, в Дж/(кг К)

$$R_{\text{т}} = 207.585$$

Коефіцієнт швидкості

$$\phi = 0.95$$

Потужність газової турбіни, в кВт

$$P_{\text{т.пр}} = P_{\text{к}} = 26.682$$

Витрата газів через турбіну, в кг/с

$$G_{\text{т}} = 1.01 \cdot G_{\text{к}} = 1.01 \cdot 0.555 = 0.561$$

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

$$L_{\text{т.ад}} = \frac{10^3 \cdot P_{\text{т.пр}}}{G_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{т.пр}}} = \frac{10^3 \cdot 26.682}{0.561 \cdot 0.73} = 65176.352$$

Приймаємо із заданого діапазону $k_T = (1.32...1.35)$ попереднє значення показника адіабати для турбіни.

$$k_{T.пр} = 1.331$$

Ступінь зниження тиску в турбіні

$$\pi_T = \frac{1}{(1-A)^{\frac{k_{T.пр}}{k_{T.пр}-1}}}$$

$$\text{де } A = \frac{(k_{T.пр} - 1) \cdot L_{T.ад}}{k_{T.пр} \cdot R_T \cdot T_T} = \frac{(1.331 - 1) \cdot 6.518 \times 10^4}{1.331 \cdot 207.585 \cdot 925} = 0.084$$

$$\pi_T = \frac{1}{(1-A)^{\frac{k_{T.пр}}{k_{T.пр}-1}}} = \frac{1}{(1-0.084)^{\frac{1.331}{1.331-1}}} = 1.426$$

Температура після турбіни при адіабатному розширенні, в К

$$T_{2.ад} = T_T \cdot \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k_{T.пр}-1}{k_{T.пр}}} = 925 \cdot \left(\frac{1}{1.426} \right)^{\frac{1.331-1}{1.331}} = 846.919$$

Середня температура газів у процесі розширення, в °С

$$t_{cp} = \frac{1}{2} \cdot (T_T + T_{2.ад}) - 273 = \frac{1}{2} \cdot (925 + 846.919) - 273 = 612.96$$

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha_T = \frac{\alpha}{1-\nu} = \frac{2.1}{1-9 \times 10^{-3}} = 2.119$$

Коефіцієнти мольної теплоємності продуктів згоряння

$$a_{п.з} = 21.03 + \frac{2.14}{\alpha_T} = 21.03 + \frac{2.14}{2.119} = 22.04$$

$$b_{п.з} = \left(427 + \frac{184}{\alpha_T}\right) \cdot 10^{-5} = \left(427 + \frac{184}{2.119}\right) \cdot 10^{-5} = 5.138 \times 10^{-3}$$

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

$$\mu C_V = a_{п.з} + b_{п.з} \cdot t_{ср} = 22.04 + 5.138 \times 10^{-3} \cdot 612.96 = 25.189$$

Уточнене значення показника адіабати

$$k_T = 1 + \frac{8.314}{\mu C_V} = 1 + \frac{8.314}{25.189} = 1.33$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta k = \frac{|k_{T.пр} - k_T|}{k_{T.пр}} \cdot 100 = \frac{|1.331 - 1.33|}{1.331} \cdot 100 = 0.071$$

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

Тиск газів перед турбіною, в кПа

$$p_T = \pi_T \cdot p_2 = 1.426 \cdot 103.3 = 147.268$$

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

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

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 [1, 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

$$D_1 = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot n_{TK}} = \frac{60 \cdot 216.626}{\pi \cdot 3.305 \times 10^4} = 0.125$$

$$\text{або в мм } D_1 \cdot 10^3 = 0.125 \cdot 10^3 = 125.196$$

Розрахунок соплового апарату (СА)

Ступінь реактивності турбіни.

Приймаємо згідно [1, ст 25] з діапазону $\rho_T = (0,45 \dots 0,55)$.

$$\rho_T = 0.55$$

Робота адіабатного розширення газів в СА, в Дж/кг

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

Тиск газів на виході із СА, в кПа

$$p_1 = p_T \cdot \left[1 - \frac{(k_T - 1) \cdot L_{с.ад}}{k_T \cdot R_T \cdot T_T} \right] = 147.27 \cdot \left[1 - \frac{(1.33 - 1) \cdot 2.93 \times 10^4}{1.33 \cdot 207.59 \cdot 925} \right] = 141.69$$

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

$$c_1 = \phi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_T}{k_T + 1} \cdot R_T \cdot T_T} = 0.95 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{1.33}{1.33 + 1} \cdot 207.585 \cdot 925} = 444.795$$

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

$$T_1 = T_T - \frac{c_1^2 \cdot (k_T - 1)}{2 \cdot R_T \cdot k_T} = 925 - \frac{230.086^2 \cdot (1.33 - 1)}{2 \cdot 207.585 \cdot 1.33} = 893.357$$

Щільність газів, в кг/м³

$$\rho_1 = \frac{10^3 \cdot p_1}{R_T \cdot T_1} = \frac{10^3 \cdot 141.686}{207.585 \cdot 893.357} = 0.764$$

Прохідний перетин соплового апарату, в м²

$$f_1 = \frac{G_T}{\rho_1 \cdot c_1} = \frac{0.561}{0.764 \cdot 230.086} = 3.19 \times 10^{-3}$$

Внутрішній діаметр соплового апарату, в м

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

де $D_{c.B} = 1.1$ - відносний внутрішній діаметр СА; згідно [1, ст 25] вибирається з діапазону $D_{c.B} = (1.05 \dots 1.10)$

$$D_c = D_{c.B} \cdot D_1 = 1.1 \cdot 0.125 = 0.138$$

$$\text{або в мм } D_c \cdot 10^3 = 0.138 \cdot 10^3 = 137.716$$

Крок решітки СА на внутрішньому діаметрі, в м

$$t_c = \frac{\pi \cdot D_c}{z_c} = \frac{\pi \cdot 0.138}{13} = 0.033$$

$$\text{або в мм } t_c \cdot 10^3 = 0.033 \cdot 10^3 = 33.281$$

Коефіцієнт загромадження соплового апарату

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

де $\delta_c = 0.0017$ - товщина лопаток СА на виході; згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $\delta_c = (0,0015...0,0020)$ м

$$\tau_c = 1 - \frac{\delta_c}{t_c} = 1 - \frac{1.7 \times 10^{-3}}{0.033} = 0.949$$

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 [1,ст 25] вибирається з діапазону $\alpha_1 = (14...19)^\circ$

$$b_c = \frac{f_1}{\pi \cdot D_c \cdot \tau_c \cdot \sin\left(\alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = \frac{3.19 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 0.138 \cdot 0.949 \cdot \sin\left(15 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 0.03$$

або в мм $b_c \cdot 10^3 = 0.03 \cdot 10^3 = 30.023$

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

$$r_{\text{пр}} = 0.647$$

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 [1, ст 25] вибирається з діапазону $\psi = 0.85 \dots 0.95$

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

$$D = (1 - r_{\text{пр}}^2) \cdot u_1^2 = (1 - 0.647^2) \cdot 216.626^2 = 2.728 \times 10^4$$

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + C - D} = 0.9 \cdot \sqrt{59.815^2 + 7.169 \times 10^4 - 2.728 \times 10^4} = 197.157$$

Температура газів на виході з колеса, в К

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

$$\Delta T_{12} = \frac{\rho_T \cdot c_0^2 - w_2^2 \cdot \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right)}{\left(\frac{2 \cdot k_T \cdot R_T}{k_T - 1}\right)} = \frac{0.55 \cdot 361.04^2 - 197.16^2 \cdot \left(\frac{1}{0.9^2} - 1\right)}{\frac{2 \cdot 1.33 \cdot 207.59}{1.33 - 1}} = 37.4$$

$$T_2 = T_1 - \Delta T_{12} = 893.357 - 37.403 = 855.955$$

Щільність газів на виході з РК, в кг/м³

$$\rho_2 = \frac{10^3 \cdot p_2}{R_T \cdot T_2} = \frac{10^3 \cdot 103.3}{207.585 \cdot 855.955} = 0.581$$

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 [1, ст 25] вибирається з діапазону $\xi_{BT} = (0,02...0,03)$

$$f_2 = \frac{G_T}{(1 + \xi_{BT}) \cdot \rho_2 \cdot w_2} = \frac{0.561}{(1 + 0.025) \cdot 0.581 \cdot 197.157} = 4.773 \times 10^{-3}$$

Середній діаметр РК на виході, в м

$$D_{2.пр} = D_1 \cdot r_{пр} = 0.125 \cdot 0.647 = 0.081$$

$$\text{або в мм } D_{2.пр} \cdot 10^3 = 0.081 \cdot 10^3 = 81.002$$

Крок лопаток на виході, в м

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_{2.пр}}{z_K} = \frac{\pi \cdot 0.081}{12} = 0.021$$

$$\text{або в мм } t_2 \cdot 10^3 = 0.021 \cdot 10^3 = 21.206$$

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 [1,ст 25] вибирається з діапазону $\delta_2 = (0,001...0,002)$ м

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} = 1 - \frac{0.002}{0.021} = 0.929$$

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 [1,ст 25] вибирається з діапазону $\beta_2 = (30...35)^\circ$

$$l_2 = \frac{f_2}{\pi \cdot D_{2.пр} \cdot \tau_2 \cdot \sin\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = \frac{4.773 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 0.081 \cdot 0.929 \cdot \sin\left(32 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 0.038$$

$$\text{або в мм } l_2 \cdot 10^3 = 0.038 \cdot 10^3 = 38.091$$

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 [1,ст 25] вибирається з діапазону $D_{0.в} = (0,2...0,3)$ м

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_1 = 0.27 \cdot 0.125 = 0.034$$

$$\text{або в мм } D_0 \cdot 10^3 = 0.034 \cdot 10^3 = 33.803$$

Зовнішній діаметр колеса на виході, в м

$$D_3 = D_0 + 2 \cdot l_2 = 0.034 + 2 \cdot 0.038 = 0.11$$

$$\text{або в мм } D_3 \cdot 10^3 = 0.11 \cdot 10^3 = 109.984$$

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

$$D_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (D_0^2 + D_3^2)} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (0.034^2 + 0.11^2)} = 0.081$$

або в мм $D_2 \cdot 10^3 = 0.081 \cdot 10^3 = 81.361$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta D_2 = \frac{|D_{2.\text{пр}} - D_2|}{D_{2.\text{пр}}} \cdot 100 = \frac{|0.081 - 0.081|}{0.081} \cdot 100 = 0.443$$

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

Уточнення ступеня радіальності

$$r = \frac{D_2}{D_1} = \frac{0.081}{0.125} = 0.650$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta r = \frac{|r_{\text{пр}} - r|}{r_{\text{пр}}} \cdot 100 = \frac{|0.647 - 0.65|}{0.647} \cdot 100 = 0.443$$

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

$$u_2 = r \cdot u_1 = 0.65 \cdot 216.626 = 140.778$$

Осьові складові швидкостей c_2 та w_2 , в м/с

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 197.157 \cdot \sin\left(32 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 104.477$$

$$c_{2a} = w_{2a} = 104.477$$

Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 197.157 \cdot \cos\left(32 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 167.199$$

Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$$c_{2u} = w_{2u} - u_2 = 167.199 - 140.778 = 26.421$$

Абсолютна швидкість виходу потоку з РК

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{104.477^2 + 26.421^2} = 107.766$$

Кут виходу потоку з колеса в абсолютному русі, в °

$$\alpha_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{104.477}{26.421}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 75.808$$

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

$$L_{rk} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) \cdot \frac{w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{0.9^2} - 1\right) \cdot \frac{197.157^2}{2} = 4558.947$$

Втрати з вихідною швидкістю, в Дж/кг

$$L_{rc2} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{107.766^2}{2} = 5806.807$$

Середня щільність газів у РК, в кг/м³

$$\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{0.764 + 0.581}{2} = 0.673$$

Втрати на тертя і вентиляцію, в Дж/кг

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

де $\beta_{ТВ} = 4$ - коефіцієнт втрат на тертя і вентиляцію; згідно [1, ст 25] вибирається з діапазону $\beta_{ТВ} = 3 \dots 5$ кДж м/(кг с)

$$L_{ТВ} = \beta_{ТВ} \cdot \frac{D_1^2}{G_T} \cdot \left(\frac{u_1}{100} \right)^3 \cdot \rho \cdot 10^3 = 4 \cdot \frac{0.125^2}{0.561} \cdot \left(\frac{216.626}{100} \right)^3 \cdot 0.673 \cdot 10^3 = 764.528$$

Втрати на перетікання в радіальному зазорі, в Дж/кг

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

Загальні внутрішні втрати в турбіні, в Дж/кг

$$L_{гТ} = L_{гс} + L_{гк} + L_{гс2} + L_{ТВ} + L_{ВТ}$$

$$L_{гТ} = \sum \begin{pmatrix} L_{гс} \\ L_{гк} \\ L_{гс2} \\ L_{ТВ} \\ L_{ВТ} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 2859.612 \\ 4558.947 \\ 5806.807 \\ 764.528 \\ 1629.409 \end{pmatrix} = 15619.303$$

Внутрішній ККД турбіни

$$\eta_{oi} = 1 - \frac{L_{гг}}{L_{т.ад}} = 1 - \frac{1.562 \times 10^4}{6.518 \times 10^4} = 0.76$$

ККД турбіни

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

де $\eta_{MT} = 0.97$ - механічний ККД турбокомпресора; згідно [1, ст 25] вибирається з діапазону $\eta_{MT} = (0.94 \dots 0.97)$

$$\eta_T = \eta_{oi} \cdot \eta_{MT} = 0.76 \cdot 0.97 = 0.738$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta \eta_T = \frac{|\eta_{T.пр} - \eta_T|}{\eta_{T.пр}} \cdot 100 = \frac{|0.73 - 0.738|}{0.73} \cdot 100 = 1.033$$

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

Потужність газової турбіни, в кВт

$$P_T = 10^{-3} \cdot G_T \cdot L_{т.ад} \cdot \eta_T = 10^{-3} \cdot 0.561 \cdot 6.518 \times 10^4 \cdot 0.738 = 26.958$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta P_T = \frac{|P_{T.пр} - P_T|}{P_{T.пр}} \cdot 100 = \frac{|26.682 - 26.958|}{26.682} \cdot 100 = 1.033$$

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

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи впуску штатного двигуна. Згідно проведеного аналізу було прийнято рішення щодо форсування двигуна за рахунок встановлення газотурбінного наддуву. Розраховано параметри турбокомпресору відповідно до заданих вихідних показників та обґрунтовано обрано турбокомпресор що відповідає витратній характеристиці двигуна і спроможний забезпечити його потреба в повітрі. Дане рішення суттєво не вплинуло на збільшення масо-габаритних параметрів двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ	Аркуш
						107
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

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

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

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

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

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

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

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

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

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

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 300$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.212$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.01$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 2.1$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.212 \cdot 300 \cdot 1.01 \cdot 2.1 \cdot 14.45 = 1949.241$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{1949.241}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.01 \cdot 2.1 \cdot 14.45} \right) = 0.559$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

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

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

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

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

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.559}{0.35} = 1.599$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.212 \cdot 22.6 = 4.791$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.791 \cdot 300}{3600} = 0.399$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.212 \cdot 40.9 = 8.671$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.671 \cdot 300}{3600} = 0.723$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.212 \cdot 10.5 = 2.226$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.226 \cdot 300}{3.6 \times 10^3} = 0.186$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.212 \cdot 5.6 = 1.187$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.187 \cdot 300}{3.6 \times 10^3} = 0.099$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.212 \cdot 7.6 = 1.611$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.611 \cdot 300}{3.6 \times 10^3} = 0.134$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.399 \\ 0.723 \\ 0.186 \\ 0.099 \\ 0.134 \end{pmatrix} = 1.541$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.399}{1.541} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.723}{1.541} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.186}{1.541} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.134}{1.541} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.099}{1.541} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

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

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

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

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

1) Пари палива та мастила.

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

2) Пожежна безпека.

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

3) Електробезпека.

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

4) Якість освітлення.

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

5) Ефективність системи вентиляції.

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

6) Шум та вібрація.

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		112

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Допустимі значення звукових коливань наведені в таблиці.

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в Дб

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

де $n_H = 2600 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 1600 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 300 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(2.6 \times 10^3 + 300^{0.55}) = 34.188$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.6 \times 10^3}{2.6 \times 10^3}\right) = -6.326$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 34.188 + -6.326 = 81.862$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектованого двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище.

Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.2 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $m = 680$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{2.6 \times 10^3}{60} = 43.333 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі};$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m}\right) = 2.6 \times 10^3 \cdot 300^{0.55} \cdot \frac{1 + 300}{680} = 2.651 \times 10^4$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.6 \times 10^3}{2.6 \times 10^3}\right) = -6.326$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{2.6 \times 10^3}\right)^3 \cdot \frac{680}{300} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{2.651 \times 10^4}{1} + -6.326\right) = 88.233$$

4.3 Висновки по розділу

Робота дизеля наносить напоправної шкоди оточуючому середовищу. Одним з таких негативних чинників шкідливого впливу є наявність у відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів, а відповідно є необхідність у проведенні заходів щодо їх знешкодження.

Розрахунок кількості викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів дизеля показав, що наявні токсичні компоненти присутні у значній кількості є небезпечними для здоров'я працюючих з дизелем людей та навколишнього довкілля.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектованого двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі. Необхідно передбачити заходи щодо зниження вібрації проектованого двигуна.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективних показників дизельного двигуна, потужністю 300 кВт, спроектованого на базі прототипу 6Ч 15/15 за рахунок вдосконалення системи наповнення.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань виконано:

В першому розділі описано об'єкт встановлення двигуна, яким є бойова машина піхоти БМП-2. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

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

В третьому розділі описано систему наповнення штатного двигуна, та розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено що вихідні техніко-економічні параметри двигуна знаходяться на задовільному рівні. Запропоновано покращити вихідні показники двигуна за рахунок вдосконалення системи впуску, засотувавши газотурбінний наддув. Виконано розрахунок вхідних та вихідних параметрів робочого тіла на вході та виході з колеса компресора та турбіни. Результатом роботи є запропонована система наповнення циліндрів з використанням газотурбінного наддуву на базі двигуна 6ЧН 15/15 та турбокомпресору ТКР-14. Оцінено ефективність прийнятих рішень.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначено кількісні показники токсичних компонентів. Застосування газотурбінного наддуву покращило екологічні показники силової установки в цілому. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 131.61.23.15.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		115

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. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.

3. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. с.79–86.

4. 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.

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

6. 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.

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

8. Система стандартів безпеки праці