

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2025 р.

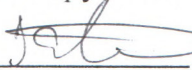
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення надійності роботи автомобільного двигуна, потужністю 45 кВт, за рахунок вдосконалення приводу клапанів.

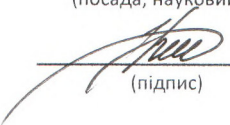
Прототип 4Ч 7,2/6,7

Виконав: студент групи 44-ЕМ-23


_____ **Капмар А.А.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

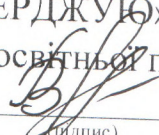

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2025 р.

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

Студенту Капмару Андрію Андрійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи автомобільного двигуна, потужністю 45 кВт, за рахунок вдосконалення приводу клапанів. Прототип 4Ч 7,2/6,7».

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.25 за № 23.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 4Ч 7,2/6,7, номінальною потужністю 37,5 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 приводу клапанів.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Автомобіль «Таврія» (ГК) 2. Двигун 4Ч 7,2/6,7 (СК),

3. Схема системи мащення (ПС). 4 Механізм приводу клапану (СК).

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «10» лютого 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент


(підпис)

Капмар А.А.

Керівник роботи


(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення надійності роботи автомобільного двигуна, потужністю 45 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 7,2/6,7, за рахунок вдосконалення приводу клапанів.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є легковий автомобіль «Таврія» вітчизняного виробництва. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

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

Описано умови роботи механізму газорозподілу з урахуванням теплових та механічних навантажень що виникають під час роботи. Зазначено переваги та недоліки представленої схеми. Виявлено високі напруження на контактних поверхнях кулачків та коромисел. Запропоновано конструктивне рішення що передбачає встановлення контактного ролика на коромисло з метою зменшення тертя. Розраховано параметри міцності елементів газорозподілу, з урахуванням змін в конструкції.

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

Ключові слова: легковий автомобіль, карбюраторний двигун, параметри робочого циклу, механізм газорозподілу, коромисло, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the reliability of a 45 kW automobile engine designed on the basis of the 4C 7.2/6.7 prototype engine by improving the valve drive.

The object of engine installation, which is a passenger car “Tavria” of domestic production, is described. The design and operation features of the prototype engine are considered and described.

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

The conditions of operation of the gas distribution mechanism are described, taking into account the thermal and mechanical loads that occur during operation. The advantages and disadvantages of the presented scheme are noted. The high stresses on the contact surfaces of the cams and rockers are revealed. A constructive solution is proposed that involves the installation of a contact roller on the rocker arm to reduce friction. The strength parameters of the gas distribution elements are calculated, taking into account changes in the design.

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

Keywords: passenger car, carburetor engine, operating cycle parameters, gas distribution mechanism, rocker arm, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	12
1.3 Висновки по розділу	17
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	18
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	18
2.2. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	30
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	37
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	45
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	52
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ КЛАПАНУ	54
3.1. Особливості будови та роботи штатного газорозподільного механізму	54
3.2. Система мащення двигуна ЗАЗ-1102, особливості будови та роботи	60
3.3 Пропозиції щодо удосконалення приводу механізму газорозподілу	65
3.4 Розрахунок елементів механізму газорозподілу	68
3.5 Висновки по розділу	79
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	80
4.1. Загальні положення	80

					ПННІ НУК 142.44.25.10.ПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						
Розробив	Капмар А				Пояснювальна записка			Лит.	Аркуш	Аркушів
Перевірив	Швець І.А.								6	
								ПННІ НУК		
Н. Контр.	Швець І.А.									
Затвердив.	Нестеренко									

4.2. Забруднення навколишнього середовища, при експлуатації ДВЗ	81
4.3 Охорона праці при експлуатації та обслуговуванні двигуна	87
4.4. Висновки по розділу	92
ВИСНОВКИ	93
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	94
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація двигун 4Ч 7,2/6,7	
Додаток 2 Специфікація механізм газорозподілу	

ВСТУП

У сучасному автомобілебудуванні однією з ключових вимог до двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) залишається забезпечення їх високої надійності, довговічності та ефективності при мінімальних експлуатаційних витратах. Одним із важливих елементів у структурі ДВЗ є механізм газорозподілу, від надійної роботи якого залежить точність фаз відкриття та закриття клапанів, рівень динамічних навантажень, а також загальна працездатність двигуна. Класичні конструкції коромисел, що передають рух від штовхача або штовхального стакана до клапана, мають певні обмеження щодо зносу, тертя та теплових навантажень. Зокрема, контактні поверхні між кулачком розподільного вала та поверхнею коромисла зазнають інтенсивного зношування, особливо в умовах недостатнього мащення або перевантаження двигуна.

Одним з перспективних напрямів удосконалення цієї системи є впровадження коромисла з роликом, що дозволяє істотно знизити коефіцієнт тертя в зоні контакту з кулачком, зменшити знос і підвищити ресурс газорозподільного механізму. Завдяки обертовому елементу – ролику, контакт між коромислом і кулачком стає коченням, а не ковзанням, що позитивно впливає на термомеханічний стан деталей, сприяє стабільній роботі механізму при високих обертах і температурі, а також підвищує загальну паливну економічність двигуна.

Актуальність даної роботи зумовлена потребою в підвищенні експлуатаційної надійності автомобільних двигунів, особливо з огляду на зростання навантажень і вимог до ресурсних показників у сучасних умовах експлуатації. Дослідження впливу конструктивного вдосконалення, зокрема впровадження роликових коромисел, відкриває можливості для подальшої оптимізації моторних систем та підвищення їх довговічності без суттєвого ускладнення або здорожчання конструкції.

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо підвищення надійності роботи автомобільного двигуна потужністю 45 кВт, спроектованого на базі прототипу 4Ч 7,2/6,7, за рахунок вдосконалення приводу клапанів.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення автомобіля;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати та описати умови роботи механізму газорозподілу та визначити вплив теплових та механічних навантажень на контактні поверхні пари «коромисло-кулачок». Розглянути різні конструктивні рішення щодо пар «коромисло-кулачок», та виявити їх переваги та недоліки. Запропонувати нове конструктивне рішення щодо конструкції коромисла на основі розглянутих рішень. Визначити параметри міцності елементів механізму газорозподілу, та оцінити ефективність запропонованого рішення;
- 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 механізмі газорозподілу карбюраторного двигуна, та їх впливу на надійності роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з підвищенням надійності роботи карбюраторного двигуна за рахунок вдосконалення приводу клапанів.

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

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9

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

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

Серійне виробництво ЗАЗ-1103 "Славута" з кузовом ліфтбек почалося в 1999 році. Спочатку автомобіль пропонувався з 1,2-літровим двигуном МСМЗ-2557 потужністю 58 к.с. У 2002 році з'явилася модифікація з 1,3-літровим (МеМЗ-3011) 63-сильним карбюраторним двигуном, запозиченим у моделі Sens.

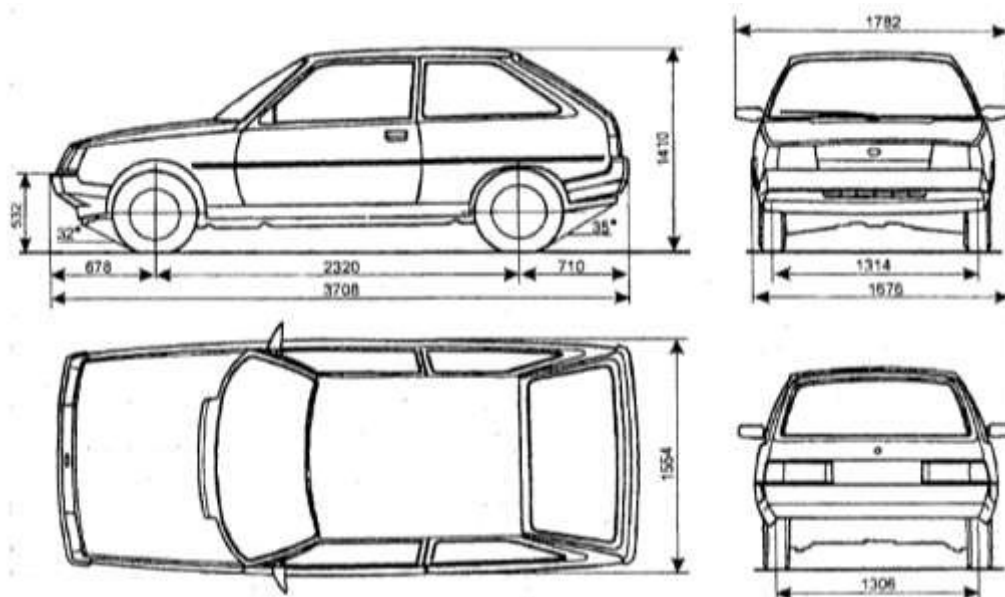


Рис. 1.1 – Загальний вигляд автомобіля «Таврія».

У 2003 році «Славута» отримала двигун об'ємом 1,3 літра (МеМЗ-3071) з інжекторною паливною системою, що відповідає екологічним нормам Євро-2.

Історія появи мотора полягає в наступному. Спочатку в Мелітополі на базі 1,1-літрового двигуна МеМЗ-245 був виготовлений 1,2-літровий МеМЗ-2457, для якого хід поршня був збільшений з 67 до 73,5 мм, тобто встановлений новий колінчастий вал з великим радіусом кривошипа та інші поршні зі зміщеним отвором під штифт.

Цей двигун призначений для моделей «Таврія» і «Славута». Було прийнято рішення збільшити обсяг двигуна для моделей Daewoo Sens і Slavuta за рахунок збільшення діаметра циліндра з 72 до 75 мм.

Тому для двигуна МеМЗ-307 (3071) об'ємом 1,3 літра був створений новий блок циліндрів. Для уніфікації деталей двигунів 2457 і 307 міжосьову відстань між циліндрами залишили колишнім, що дозволило використовувати колінчастий вал і головку блоку 1,2-літрового двигуна. «Безпечна» товщина стінок циліндрів була досягнута за рахунок зменшення поперечного перерізу каналів системи охолодження.

«Таврія» - це п'ятимісний, комфортабельний сучасний автомобіль. Він має передній і передній привід. Автомобіль призначений для експлуатації на поліпшених дорогах з капітальним покриттям.

ЗАЗ-110206 - базовий легковий автомобіль із закритим тридверним двооб'ємним кузовом типу «Комбі» (Хетчбек) і силовою установкою МеМЗ.

ЗАЗ-1103 - автомобіль має закритий п'ятидверний кузов типу «Ліфтбек» з оригінальними задніми дверима сучасного дизайну і силовим агрегатом МеМЗ.

ЗАЗ -1105 - автомобіль має закритий двохоб'ємний п'ятидверний кузов типу «Універсал» і силовий агрегат МеМЗ.

ЗАЗ-110216 є модифікацією базового автомобіля ЗАЗ-110206 у версії «Люкс». Він відрізняється переробленою панеллю приладів, перемикачем на подвійних поперечних важелях під кермом та додатковим обладнанням, що підвищує комфорт та безпеку автомобіля.

ЗАЗ-110218 є модифікацією автомобіля ЗАЗ-110206 у версії «Люкс» з карбюраторним двигуном МеМЗ-3011.

ЗАЗ-110240 є модифікацією базового автомобіля ЗАЗ-110206 зі спеціальними задніми дверима.

ЗАЗ-110260 – вантажна версія модифікації базового автомобіля ЗАЗ-110206 зі спеціальними задніми дверима, зі звареними віконними відкриттями боковин, ґратчастою перегородкою, плоскою підлогою багажника.

ЗАЗ-110307 - модифікація автомобіля ЗАЗ-1103 з двигуном МеМЗ-2457 з робочим об'ємом циліндрів 1,197 літра.

Автомобілі можуть оснащуватися електронною системою управління двигуном з центральним одноканальним або розподіленим уприскуванням палива.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

1.2 Опис двигуна-прототипу.

Двигун МеМЗ-245 карбюраторний, чотиритактний з верхнім розташуванням клапанів, рядний, з робочим об'ємом 1197 см³, з механізмом урівноваження має чотири окремих циліндра, укріплених на картері попарно.

Таблиця 1.1 – Параметри двигуна МеМЗ-245

№ п/п	Найменування параметру	Розмірність	Значення
1	Марка двигуна	-	МеМЗ-245
2	Тип двигуна	-	карбюраторний, чотиритактний, верхньоклапанний, рідинного охолодження
3	Число та розташування циліндрів	-	4, рядне
4	Діаметр циліндру та хід поршня	мм	72 x 67
5	Робочий об'єм	л	1,091
6	Номінальна потужність	кВт	37,5
7	Максимальний крутний момент	Нм	78,5
8	Частота обертання. максимальна при максимальному крутному моменті номінальна мінімальна	хв ⁻¹	5600 3000...3500 5300...5500 700...950
9	Порядок роботи циліндрів	-	1-3-4-2
10	Напрямок обертання колінчастого валу	-	правий

Двигун має встановлений нової конструкції двокамерний карбюратор типу ДААЗ 2101-20, а також новим випускним патрубком.

Двигун має нову конструкцію головок циліндрів з зменшеним об'ємом камер згоряння. Для двигуна потужністю 50 к.с. застосовується - АИ-93.

Циліндри і головки циліндрів двигуна мають оребрену поверхню для збільшення площі охолодження.

Компонування двигуна відрізняється простотою та зручністю обслуговування.

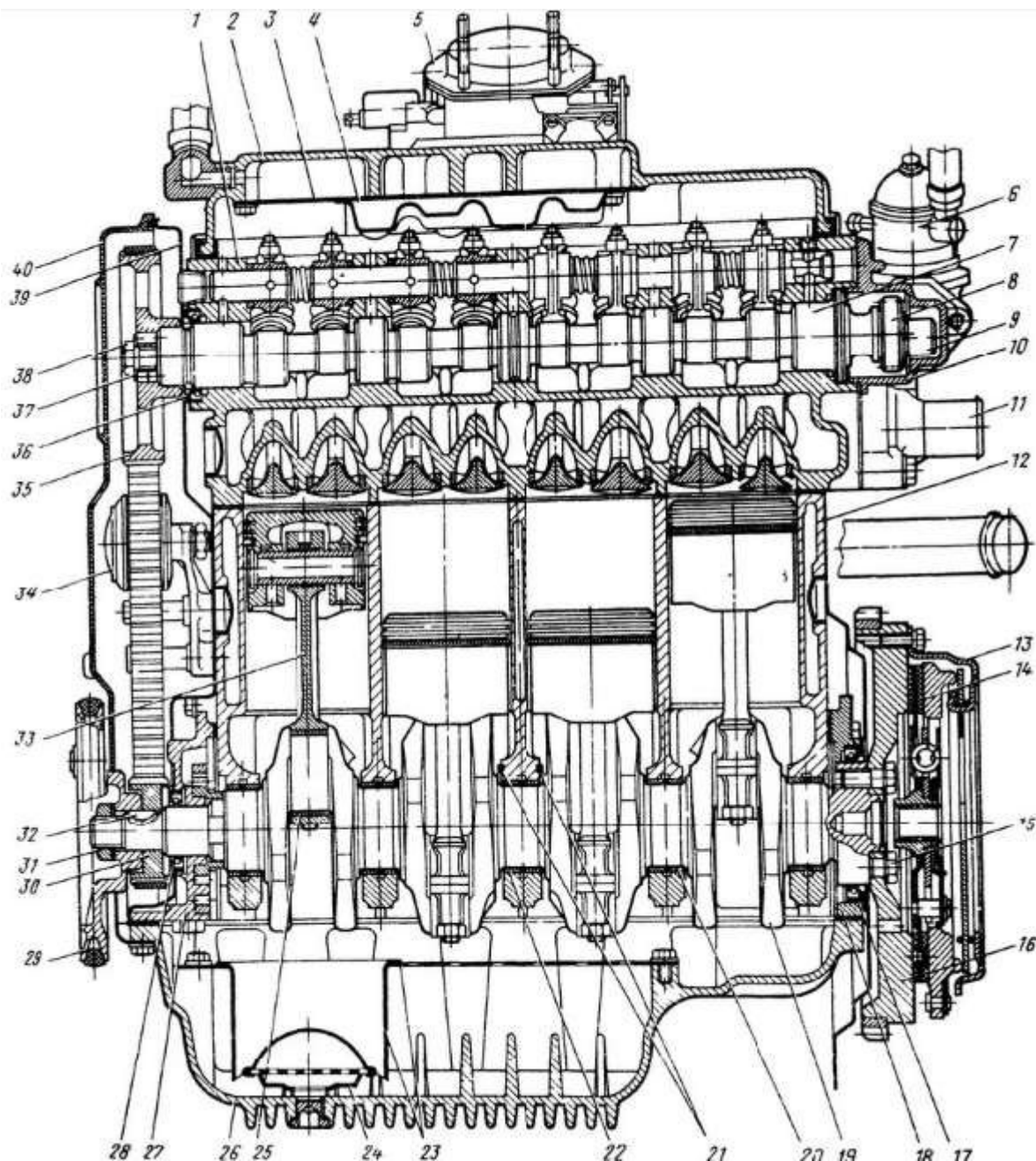


Рис. 1.2 – Поздовжній розріз двигуна:

1 - головка циліндрів; 2 - кришка головки циліндрів; 3,4 - прокладка і кришка масловіддільника; 5 - фланець карбюратора для кріплення повітряного фільтру; 6-бензиновий насос; 7 - вал розподільний; 8 - провідна шестерня приводу датчика-розподільника; 9 - кулачок приводу бензинового насоса; 10 - корпус привода датчика-розподільника і бензинового насоса; 11 - відвідний патрубок; 12 - блок циліндрів; 13 - натискний диск зчеплення; 14 - диск зчеплення ведений; 15,38 - болти; 16 - маховик; 17,28,36 - манжети; 18 - тримач манжети; 19 - колінчастий вал; 20 - вкладиші корінних підшипників колінчастого валу; 21 - напоегливі півкільця корінного підшипника колінчастого валу; 22 - вкладиш середнього корінного підшипника колінчастого валу; 23 - маслоущільнювач; 24 - приймач масляного насоса; 25 - вкладиш нижньої головки шатуна; 26 - масляний картер; 27 - масляний насос; 29 - шків приводу генератора; 30 - провідний шків колінчастого валу; 31 - гайка; 32 - шпонка; 33 - шатун з поршнем, поршневыми кільцями і пальцем; 34 - натяжний ролик; 35 - шків приводу розподільного валу; 37 - стопорна шайба; 39,40 - внутрішній і зовнішній кожухи зубчастого ремня

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ

Аркуш

13

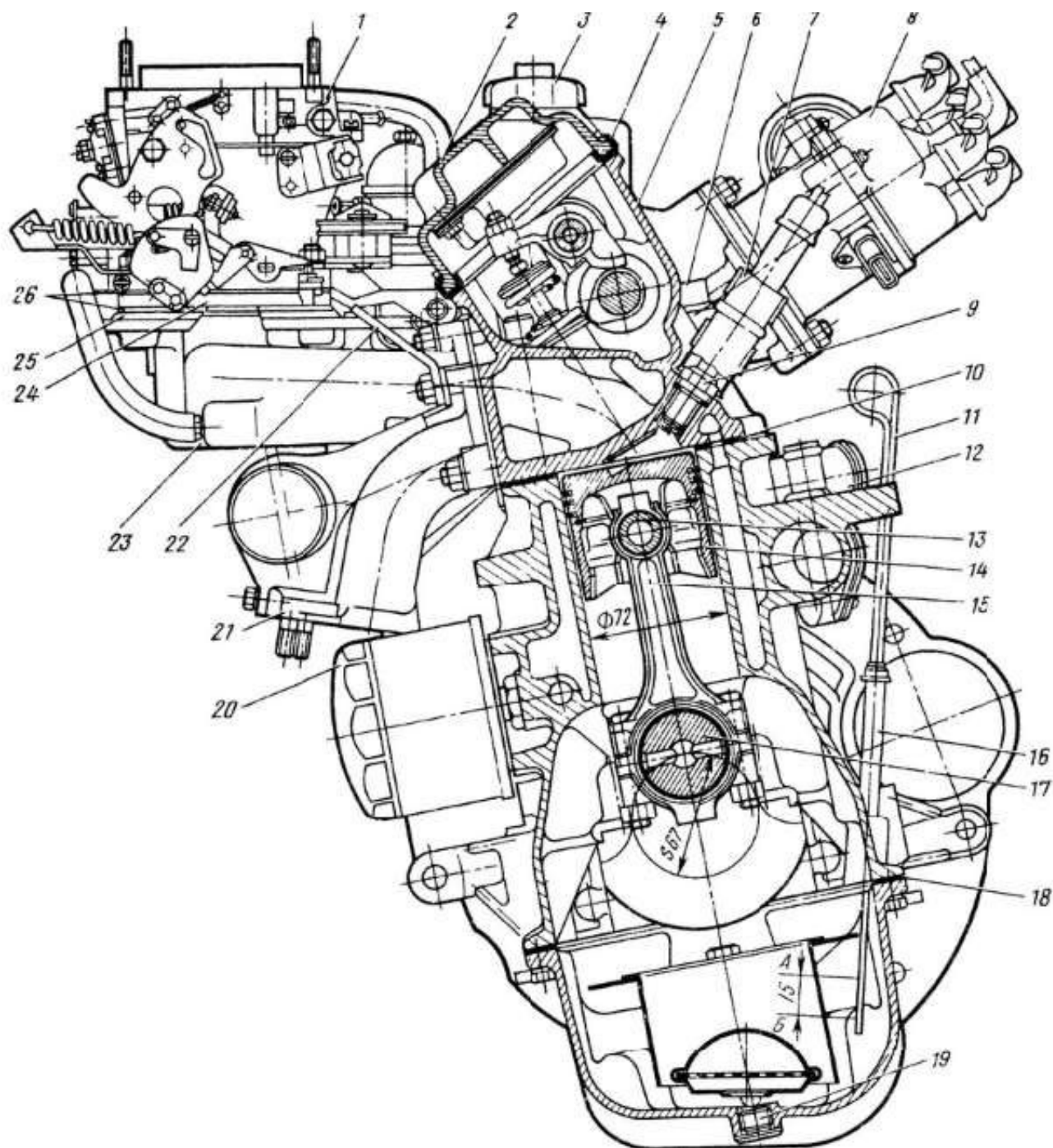


Рис. 1.3 – Поперечний розріз двигунів MeMZ – 245.

1 - карбюратор; 2 - кришка головки циліндрів; 3 - кришка маслозаливної горловини; 4 - прокладка кришки головки циліндрів; 5 - голівка циліндрів; 6 - болт кріплення головки циліндрів; 7 - наконечник свічки; 8 - датчик-розподільник; 9 - свічка запалювання; 10 - прокладка головки циліндрів; 11 – масло вимірювальний щуп; 12 - трубка, що підводить рідину; 13 – палець поршня; 14 - поршень; 15 - шатун; 16 - трубка масло вимірювального щупа; 17 - колінчастий вал; 18 - прокладка масляного картера; 19 – масло зливна пробка; 20 - масляний фільтр; 21 - випускний колектор; 22 - рим-планка; 23 - впускний колектор; 24 - проставка фланця; 25 – паливо-збірник; 26 - прокладка фланця карбюратора; 27 - корпус дросельної заслінки.

Рівні масла: А - верхній, рівний 3,45 л і Б - нижній, рівний 2,45 л

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ

Аркуш

14

Всі вузли двигуна, що вимагають регулювання або догляду, встановлені в легкодоступних місцях.

Двокамерний карбюратор забезпечує високу економічність, пуск і рівномірну роботу двигуна відразу ж після пуску. При нормально зарядженій акумуляторної батареї, правильному регулюванні системи запалювання та застосуванні зимового масла двигун без підігріву пускається від стартера з першої-другої спроби при температурі навколишнього середовища до -15°C .

Масильна система двигуна має повно поточний механічний відцентровий маслоочистник, через який проходить все масло двигуна.

Масло для двигуна має комплекс присадок, що забезпечують гарні змащувальні властивості, стійкість проти окислення і можливість роботи в широкому діапазоні температур.

Нумерація циліндрів ведеться від вентилятора: з лівого боку перший і другий, з правого - третій і четвертий. Порядок роботи циліндрів 1-3-4-2.

Система змащення комбінована - підшипники колінчастого і розподільного валів, осі коромисел змащуються під тиском; розбризкування масла - циліндрів і механізму фаз газорозподілу.

Шестеренчастий масляний насос з внутрішніми шестернями, маслоприймачем і редукційним клапаном розташований на передній височині блоку біля циліндра. Шестеренний масляний насос з шестернями внутрішнього зачеплення, маслоприймачем і редукційним клапаном розташований на передньому торці блоку циліндрів, приводиться в обертання від колінчастого вала.

Легкоз'ємний змінний повнопроточний масляний фільтр має фільтруючий елемент із спеціального картону. Контроль за роботою системи мастила проводиться датчиком аварійного тиску масла.

Карбюратор емульсійного типу, двокамерний з спадаючим потоком; має збалансовану поплавкову камеру, автономну систему холостого ходу, сітчастий фільтр на вході зверху linden Air cleaner зі змінним фільтруючим елементом.

Паливний насос мембранний, з сітчастим фільтром і важелем ручного перекачування палива.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Очищувач повітря зі змінним фільтруючим елементом. Паливний насос діафрагмовий, з сітчастим фільтром і важелем ручної підкачки палива.

Система вентиляції картера замикається через повітроочисник і карбюратор.

Система охолодження рідинна, закритого типу, з напівпрозорим розширювальним бачком, заповненим спеціальною незамерзаючої рідиною ТОСОЛ-А40М або ТОСОЛ А65М.

Термостат з твердим наповнювачем. Початок відкриття клапана при температурі $80 \pm 2^\circ \text{C}$. Повне відкриття при 95°C .

Насос відцентровий, наводиться плосkozубчатим ременем від колінчастого валу.

Електроventильатор закріплений в кожусі радіатора, включається автоматично термовимикачем, розташованим в нижньому бачку радіатора.

Система запалювання батарейна, номінальна напруга 12 В, безконтактна.

Безконтактна система має датчик-розподільник безконтактний з датчиком «Холу», відцентровим і вакуумним регуляторами випередження запалювання з приводом від розподільного вала, комутатор та комутаційний блок і котушку запалювання

Свічки запалювання А17ДВ-10 або А17ДВР з різьбленням М14х1,25-6е з довжиною різьбової частини 19 мм.

Початкова установка кута випередження запалювання (5° до ВМТ ходу стиснення - по мітках на шківі колінчастого вала і захисної кришці приводу механізму газорозподілу.

Безконтактна система має безконтактний датчик-трамблер з Датчик Холла, відцентровий і вакуумний регулятори випередження. Привід від розподільного валу запалювання, колектор або комутаційний блок і котушка запалювання

Система випуску відпрацьованих газів налаштована, з резонатором і глушником. Вихлопний патрубок розташований ззаду, зліва.

Вихлопна система тюнінгована, з резонатором і глушником. Вихлопна труба розташована ззаду, зліва.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектованого двигуна, яким є легковий автомобіль «Таврія». Розглянуто історію появи та розвитку двигуна для зазначеного автомобіля, а також вказано технічні характеристики даного двигуна.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.10.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, в кВт	$P_e = 45$
Частота обертання колінчастого валу, в хв^{-1}	$n = 5600$
Ступінь стиску, згідно [1, ст. 7]	$\epsilon = 9.5$
Число циліндрів	$i = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 0.96$
Тиск навколишнього середовища, в кПа, згідно [1, ст. 8]	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, в К, згідно [1, ст. 8]	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, в К, згідно [1, ст. 8]	$\Delta T = 15$
Тиск залишкових газів, в кПа, згідно [1, ст. 9]	$p_r = 122$
Температура залишкових газів, в К, згідно [1, ст. 9]	$T_r = 1050$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "z", згідно [1, ст. 9]	$\xi_z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, згідно [1, ст. 9]	$\xi = 0.96$

Паливо:

а) Бензин: А-92 ДСТУ 4063-2001

б) Середній елементарний склад палива

$$C = 0.85 ; \quad H = 0.15 ; \quad O = 0 ; \quad S = 0 ; \quad W = 0.05 ;$$

в) Молекулярна маса бензину

$$m_T = 115 ;$$

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

$$Q_{H.p} = [339 \cdot C + 1256 \cdot H - 109 \cdot (O - S) - 25.14 \cdot (9 \cdot H + W)] \cdot 100 = 44135.4$$

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де $k = 0.9$ - число з інтервалу (0,8...0,9)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.9 \cdot 101.3 = 91.17$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{1.05 \times 10^3} \cdot \frac{122}{9.5 \cdot 91.17 - 122} = 0.05$$

Для бензинових двигунів $\gamma_r = (0,05...0,08)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.05 \cdot 1.05 \times 10^3}{1 + 0.05} = 342.05$$

Для бензинових двигунів $T_d = (320...380)$ К, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{T_a \cdot (\epsilon \cdot p_d - p_r)}{(\epsilon - 1) \cdot p_a \cdot (T_a + \Delta T)} = \frac{293 \cdot (9.5 \cdot 91.17 - 122)}{(9.5 - 1) \cdot 101.3 \cdot (293 + 15)} = 0.822$$

Для бензинових двигунів $\Phi_c = (0,75...0,85)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_a = \frac{p_a}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

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

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.205$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.378$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 91.17 \cdot 9.5^{1.378} = 2028.407$$

Для бензинових двигунів $p_c = (900 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 15].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.
Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 342 \cdot 9.5^{1.378 - 1} = 801.1$$

Для бензинових двигунів $T_c = (600 \dots 850)$ К, згідно [1, ст. 15].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 801.062 = 21.993$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

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

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.85}{12} + \frac{0.15}{4} - \frac{0}{32} \right) = 0.516$$

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

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.516 = 14.935$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} = 0.96 \cdot 0.516 + \frac{1}{115} = 0.504$$

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

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0$$

де $K = 0.5$ - водне-вуглецеве відношення;

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = \frac{0.85}{12} - 2 \cdot \frac{1 - 0.96}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 0.065$$

Кількість CO

$$M_{\text{CO}} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = 2 \cdot \frac{1 - 0.96}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 5.778 \times 10^{-3}$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = \frac{0.15}{2} - 2 \cdot 0.5 \cdot \frac{1 - 0.96}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 0.072$$

Кількість H_2

$$M_{\text{H}_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = 2 \cdot 0.5 \cdot \frac{1 - 0.96}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 2.889 \times 10^{-3}$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 0.96 \cdot 0.516 = 0.391$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{CO}} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{H}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.065 \\ 0.006 \\ 0.072 \\ 0.003 \\ 0.391 \end{pmatrix} = 0.537$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.537}{0.504} = 1.066$$

Для бензинових двигунів $\beta_0 = (1,020...1,120)$, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.066 + 0.048}{1.000 + 0.048} = 1.063$$

Для бензинових двигунів $\beta_0 = (1,020...1,120)$, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Кількість теплоти, втраченої внаслідок неповноти згоряння, в кДж/кг

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = 119950 \cdot (1 - 0.96) \cdot 0.516 = 2475.159$$

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

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

$$\text{для } H_2: mCv''_{H_2} = 19,198 + 0,001758 \cdot T_z;$$

$$\text{для } CO: mCv''_{CO} = 22,1 + 0,001430 \cdot T_z;$$

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{H_2} \cdot 19.198 \\ M_{CO} \cdot 22.1 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 22.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.537} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.391 \cdot 21.554 \\ 0.003 \cdot 19.198 \\ 0.006 \cdot 22.1 \\ 0.065 \cdot 38.609 \\ 0.072 \cdot 22.459 \end{pmatrix} = 23.735$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{H_2} \cdot 0.001758 \\ M_{CO} \cdot 0.001430 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.5371} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.3912 \cdot 0.0015 \\ 0.0029 \cdot 0.0018 \\ 0.0058 \cdot 0.0014 \\ 0.0651 \cdot 0.0033 \\ 0.0721 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0021$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'єму:

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

$$mCv''(T_Z) = a + b \cdot T_Z = 23.735 + 0.002 \cdot$$

Максимальну температуру робочого циклу в К визначимо методом послідовних наближень, з наступного рівняння

$$\frac{\xi_Z \cdot (Q_{H.p} - \Delta Q_H)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + mCv' \cdot T_c - \beta \cdot (a + b \cdot T_Z) \cdot T_Z = 0$$

Приймаємо в першому наближенні, в К

$$T_Z = 2710.546$$

Тоді складові рівняння будуть дорівнювати:

$$A = \frac{\xi_Z \cdot (Q_{H.p} - \Delta Q_H)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot (44135.4 - 2475.159)}{0.504 \cdot (1 + 0.048)} = 67045.167$$

$$B = mCv' \cdot T_c = 21.993 \cdot 801.062 = 17617.91$$

$$C = \beta \cdot (a + b \cdot T_Z) \cdot T_Z = 84663.077$$

Перевіряємо баланс лівої та правої частини рівняння

$$A + B - C = 67045.167 + 17617.91 - 84663.077 = 0$$

Так як перевірка показала правильність прийнятого значення, то величину температури залишаємо рівною:

$$T_Z = 2710.326$$

Для бензинових двигунів $T_Z = (2300 \dots 2900)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_Z}{T_c} = 1.063 \cdot 2028.407 \cdot \frac{2710.326}{801.062} = 7293.532$$

Для бензинових двигунів $p_{\max} = (3500 \dots 8000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь підвищення тиску при згорянні

$$\lambda = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{7293.532}{2028.407} = 3.596$$

Для бензинових двигунів $\lambda = (2,9...5,0)$, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 16]

$$n_2 = 1.234$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\epsilon^{n_2}} = \frac{7293.532}{9.5^{1.234}} = 453.343$$

Для бензинових двигунів $p_b = (350...600)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} = \frac{2710.326}{9.5^{1.234-1}} = 1600.421$$

Для бензинових двигунів $T_b = (1200...1700)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1600.421}{\sqrt[3]{\frac{453.343}{122}}} = 1033.265$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|1050 - 1033.265|}{1050} \cdot 100 = 1.594 \quad \%$$

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

$$p_{mi'} = A \cdot (B - C)$$

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\epsilon - 1} = \frac{2.028 \times 10^3}{9.5 - 1} = 238.636$$

$$B = \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) = \frac{3.596}{1.234 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.5^{1.234 - 1}} \right) = 6.293$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.378 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.5^{1.378 - 1}} \right) = 1.516$$

$$p_{mi'} = A \cdot (B - C) = 238.636 \cdot (6.293 - 1.516) = 1139.899$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.96 \cdot 1139.899 = 1094.303$$

Для бензинових двигунів $p_{mi} = (400 \dots 1400)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{0.96 \cdot 14.935 \cdot 1094.303}{0.822 \cdot 44135.4 \cdot 1.205} = 0.359$$

Для бензинових двигунів $\eta_i = (0,25 \dots 0,40)$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.359 \cdot 44135.4} = 0.227$$

Для бензинових двигунів $b_i = (0,205 \dots 0,300) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в м/с

$$V_{\text{п.ср}} = \frac{s_{\text{пр}} \cdot n}{30} = \frac{0.067 \cdot 5600}{30} = 12.507$$

де $s_{\text{пр}} = 0.067$ м - хід поршня по прототипу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (0.04 + 0.0135 \cdot V_{\text{п.ср}}) \cdot 10^3 = (0.04 + 0.014 \cdot 12.507) \cdot 10^3 = 208.84$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{\text{ме}} = p_{\text{мі}} - p_M = 1094.303 - 208.84 = 885.463$$

Для бензинових двигунів $p_{\text{ме}} = (600 \dots 1300)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{\text{ме}}}{p_{\text{мі}}} = \frac{885.463}{1094.303} = 0.809$$

Для бензинових двигунів $\eta_M = (0,70 \dots 0,90)$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.359 \cdot 0.809 = 0.29$$

Для бензинових двигунів $\eta_e = (0,25 \dots 0,33)$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{\text{н.р}}} = \frac{3600}{0.29 \cdot 44135.4} = 0.281$$

Для бензинових двигунів $b_e = (0,250 \dots 0,325)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.281 \cdot 45 = 12.638$$

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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{45 \cdot 10^3}{885.463 \cdot 5600} = 1.089$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{1.089}{4} = 0.272$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.072$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.067}{0.072} = 0.931 \quad \text{- співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.272}{\pi \cdot 0.931}} = 71.953 \quad \text{або в м } d_p \cdot 10^{-3} = 0.072$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 0.931 \cdot 71.953 = 66.956 \quad \text{або в м } s_p \cdot 10^{-3} = 0.067$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 72 \text{ мм}$$

$$\text{або в м} \quad d' = d \cdot 10^{-3} = 72 \cdot 10^{-3} = 0.072$$

Хід поршня

$$s = 67 \text{ мм}$$

$$\text{або в м} \quad s' = s \cdot 10^{-3} = 67 \cdot 10^{-3} = 0.067$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 72^2 \cdot 67 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 1.091$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{885.463 \cdot 1.091 \cdot 5600}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 45.089$$

Отримана величина відрізняється від заданої в кВт на:

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

$$\text{де} \quad P_{cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{45.089 + 45}{2} = 45.044$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{cp}} \cdot 100 = \frac{|45.089 - 45|}{45.044} \cdot 100 = 0.197 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d'^2}{4} \cdot s' = \frac{\pi \cdot 0.072^2}{4} \cdot 0.067 = 2.728 \times 10^{-4}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{2.728 \times 10^{-4}}{9.5 - 1} = 3.209 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 2.728 \times 10^{-4} + 3.209 \times 10^{-5} = 3.049 \times 10^{-4}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c = 3.209 \times 10^{-5}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

$$p(\varphi) = p_d \cdot (V_a' / V(\varphi))^{n1}$$

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 мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00003$	$p(0) = 91.17$	$V(180) = 0.0003$	$p(180) = 91.17$
$V(10) = 0.00003$	$p(10) = 91.17$	$V(190) = 0.0003$	$p(190) = 91.811$
$V(20) = 0.00004$	$p(20) = 91.17$	$V(200) = 0.0003$	$p(200) = 93.781$
$V(30) = 0.00005$	$p(30) = 91.17$	$V(210) = 0.00029$	$p(210) = 97.229$
$V(40) = 0.00007$	$p(40) = 91.17$	$V(220) = 0.00028$	$p(220) = 102.425$
$V(50) = 0.00009$	$p(50) = 91.17$	$V(230) = 0.00027$	$p(230) = 109.796$
$V(60) = 0.00011$	$p(60) = 91.17$	$V(240) = 0.00025$	$p(240) = 119.993$
$V(70) = 0.00014$	$p(70) = 91.17$	$V(250) = 0.00023$	$p(250) = 133.994$
$V(80) = 0.00016$	$p(80) = 91.17$	$V(260) = 0.00021$	$p(260) = 153.294$
$V(90) = 0.00019$	$p(90) = 91.17$	$V(270) = 0.00019$	$p(270) = 180.207$
$V(100) = 0.00021$	$p(100) = 91.17$	$V(280) = 0.00016$	$p(280) = 218.401$
$V(110) = 0.00023$	$p(110) = 91.17$	$V(290) = 0.00014$	$p(290) = 273.827$
$V(120) = 0.00025$	$p(120) = 91.17$	$V(300) = 0.00011$	$p(300) = 356.298$
$V(130) = 0.00027$	$p(130) = 91.17$	$V(310) = 0.00009$	$p(310) = 481.985$
$V(140) = 0.00028$	$p(140) = 91.17$	$V(320) = 0.00007$	$p(320) = 676.284$
$V(150) = 0.00029$	$p(150) = 91.17$	$V(330) = 0.00005$	$p(330) = 972.078$
$V(160) = 0.0003$	$p(160) = 91.17$	$V(340) = 0.00004$	$p(340) = 1383.663$
$V(170) = 0.0003$	$p(170) = 91.17$	$V(350) = 0.00003$	$p(350) = 1822.047$

V(360) = 0.00003	p(360) = 2028.407	V(540) = 0.0003	p(540) = 453.343
V(370) = 0.00003	p(370) = 6625.392	V(550) = 0.0003	p(550) = 122
V(380) = 0.00004	p(380) = 5178.132	V(560) = 0.0003	p(560) = 122
V(390) = 0.00005	p(390) = 3774.564	V(570) = 0.00029	p(570) = 122
V(400) = 0.00007	p(400) = 2727.475	V(580) = 0.00028	p(580) = 122
V(410) = 0.00009	p(410) = 2013.895	V(590) = 0.00027	p(590) = 122
V(420) = 0.00011	p(420) = 1536.486	V(600) = 0.00025	p(600) = 122
V(430) = 0.00014	p(430) = 1213.78	V(610) = 0.00023	p(610) = 122
V(440) = 0.00016	p(440) = 991.247	V(620) = 0.00021	p(620) = 122
V(450) = 0.00019	p(450) = 834.493	V(630) = 0.00019	p(630) = 122
V(460) = 0.00021	p(460) = 721.968	V(640) = 0.00016	p(640) = 122
V(470) = 0.00023	p(470) = 640.008	V(650) = 0.00014	p(650) = 122
V(480) = 0.00025	p(480) = 579.779	V(660) = 0.00011	p(660) = 122
V(490) = 0.00027	p(490) = 535.459	V(670) = 0.00009	p(670) = 122
V(500) = 0.00028	p(500) = 503.151	V(680) = 0.00007	p(680) = 122
V(510) = 0.00029	p(510) = 480.232	V(690) = 0.00005	p(690) = 122
V(520) = 0.0003	p(520) = 464.952	V(700) = 0.00004	p(700) = 122
V(530) = 0.0003	p(530) = 456.195	V(710) = 0.00003	p(710) = 122

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 302.492$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{302.492}{2.728 \times 10^{-4} \cdot 1 \times 10^3} = 1.109 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi = 1.109 \times 10^3 \cdot 0.96 = 1.065 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.094 \times 10^3 + 1.065 \times 10^3}{2} = 1.079 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.094 \times 10^3 - 1.065 \times 10^3}{1.079 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 2.759$$

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;

$b'' = 132^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 17^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$r'' = 9^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 140^\circ$ до ВМТ - точка закриття впускного 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 2.028 \times 10^3 = 2.434 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де $k_z = 0.85$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 0.85 \cdot 7.294 \times 10^3 = 6.2 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 91.17$	$V(\varphi_r) = 3.209 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 91.17$	$V(\varphi_d) = 3.049 \times 10^{-4}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 2028.407$	$V(\varphi_c) = 3.209 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7286.222$	$V(\varphi_z) = 3.212 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 453.343$	$V(\varphi_b) = 3.049 \times 10^{-4}$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.165 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 4.799 \times 10^{-5}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 1.612 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 3.791 \times 10^{-5}$
z'	$\varphi_{z'} = 360$	$p(\varphi_{z'}) = 2.028 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 3.209 \times 10^{-5}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 492$	$p(\varphi_{b''}) = 528.135$	$V(\varphi_{b''}) = 2.694 \times 10^{-4}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 703$	$p(\varphi_{r'}) = 122$	$V(\varphi_{r'}) = 3.955 \times 10^{-5}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 9$	$p(\varphi_{r''}) = 91.17$	$V(\varphi_{r''}) = 3.42 \times 10^{-5}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 220$	$p(\varphi_{d'}) = 102.425$	$V(\varphi_{d'}) = 2.802 \times 10^{-4}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 2.434 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 3.209 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zd} = 366$	$p_{zd} = 6.2 \times 10^3$	$V(\varphi_{zd}) = 3.303 \times 10^{-5}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

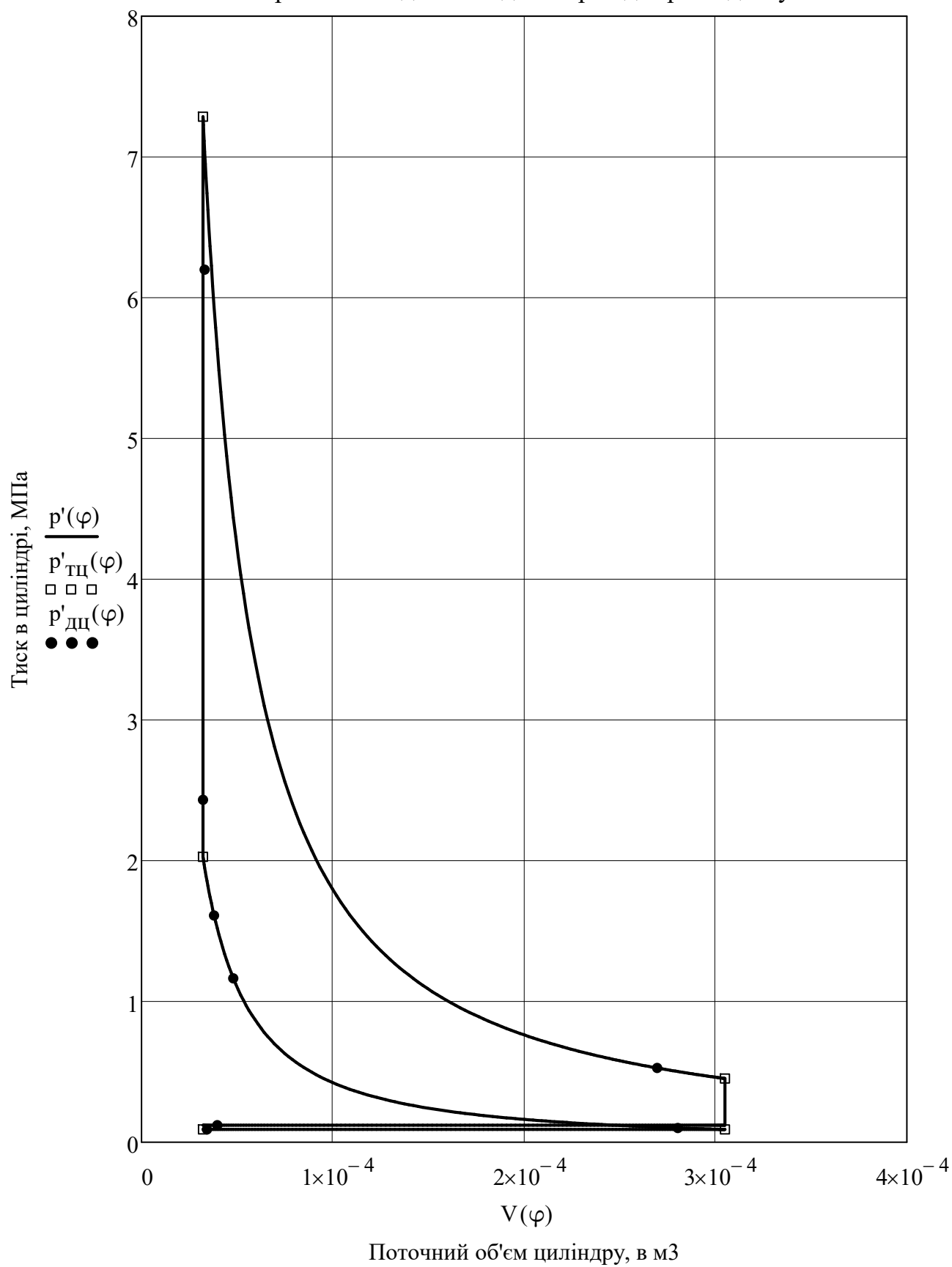


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

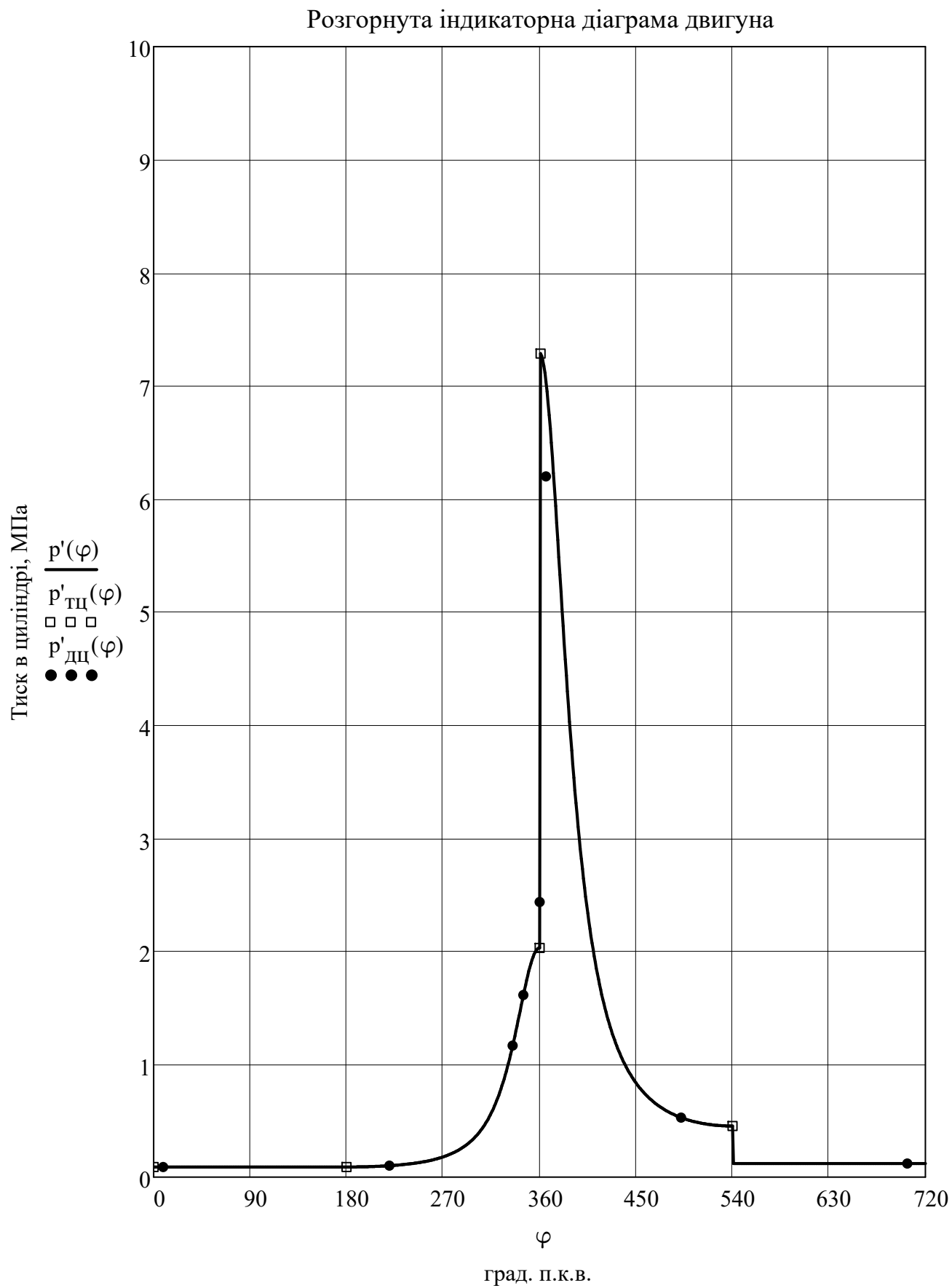


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.

Даний 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 результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу 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, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

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

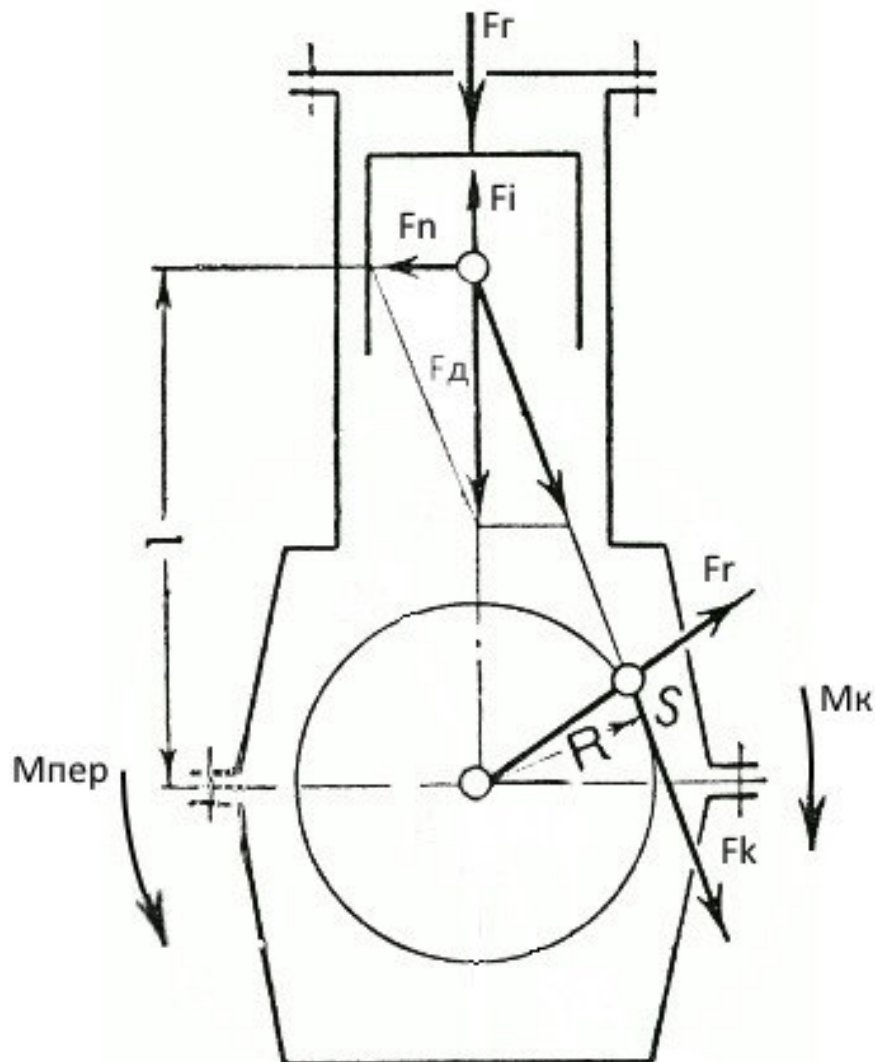


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{\Pi} = 0.375$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 1.65$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 0.375 + \frac{1}{3} \cdot 1.65 = 0.925$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2 \cdot 10^3} = \frac{67}{2 \cdot 10^3} = 0.034$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.0335}{0.256} = 0.131$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 72^2}{4 \cdot 10^6} = 0.004$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 5600}{30} = 586.431$$

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

$F_r(0) = -0.041$	$F_i(0) = -13.385$	$F_d(0) = -13.426$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.041$	$F_i(30) = -10.593$	$F_d(30) = -10.634$	$M_k(30) = -0.218$
$F_r(60) = -0.041$	$F_i(60) = -3.964$	$F_d(60) = -4.006$	$M_k(60) = -0.131$
$F_r(90) = -0.041$	$F_i(90) = 2.728$	$F_d(90) = 2.687$	$M_k(90) = 0.09$
$F_r(120) = -0.041$	$F_i(120) = 6.692$	$F_d(120) = 6.651$	$M_k(120) = 0.168$
$F_r(150) = -0.041$	$F_i(150) = 7.865$	$F_d(150) = 7.824$	$M_k(150) = 0.102$
$F_r(180) = -0.041$	$F_i(180) = 7.929$	$F_d(180) = 7.887$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = -0.017$	$F_i(210) = 7.865$	$F_d(210) = 7.848$	$M_k(210) = -0.102$
$F_r(240) = 0.076$	$F_i(240) = 6.692$	$F_d(240) = 6.768$	$M_k(240) = -0.171$
$F_r(270) = 0.321$	$F_i(270) = 2.728$	$F_d(270) = 3.049$	$M_k(270) = -0.102$
$F_r(300) = 1.038$	$F_i(300) = -3.964$	$F_d(300) = -2.926$	$M_k(300) = 0.096$
$F_r(330) = 3.545$	$F_i(330) = -10.593$	$F_d(330) = -7.048$	$M_k(330) = 0.144$
$F_r(360) = 7.846$	$F_i(360) = -13.385$	$F_d(360) = -5.539$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 14.956$	$F_i(390) = -10.593$	$F_d(390) = 4.363$	$M_k(390) = 0.089$
$F_r(420) = 5.843$	$F_i(420) = -3.964$	$F_d(420) = 1.879$	$M_k(420) = 0.062$
$F_r(450) = 2.985$	$F_i(450) = 2.728$	$F_d(450) = 5.713$	$M_k(450) = 0.191$
$F_r(480) = 1.948$	$F_i(480) = 6.692$	$F_d(480) = 8.64$	$M_k(480) = 0.218$
$F_r(510) = 1.543$	$F_i(510) = 7.865$	$F_d(510) = 9.408$	$M_k(510) = 0.122$
$F_r(540) = 1.433$	$F_i(540) = 7.929$	$F_d(540) = 9.362$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.084$	$F_i(570) = 7.865$	$F_d(570) = 7.949$	$M_k(570) = -0.103$
$F_r(600) = 0.084$	$F_i(600) = 6.692$	$F_d(600) = 6.777$	$M_k(600) = -0.171$
$F_r(630) = 0.084$	$F_i(630) = 2.728$	$F_d(630) = 2.812$	$M_k(630) = -0.094$
$F_r(660) = 0.084$	$F_i(660) = -3.964$	$F_d(660) = -3.88$	$M_k(660) = 0.127$
$F_r(690) = 0.084$	$F_i(690) = -10.593$	$F_d(690) = -10.509$	$M_k(690) = 0.215$
$F_r(720) = 0.084$	$F_i(720) = -13.385$	$F_d(720) = -13.3$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -13.426$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -1.372$	$F_r(30) = -8.523$	$F_k(30) = -6.506$	$M_{пер}(30) = 0.218$
$F_n(60) = -0.911$	$F_r(60) = -1.214$	$F_k(60) = -3.924$	$M_{пер}(60) = 0.131$
$F_n(90) = 0.712$	$F_r(90) = -0.712$	$F_k(90) = 2.687$	$M_{пер}(90) = -0.09$
$F_n(120) = 1.512$	$F_r(120) = -4.635$	$F_k(120) = 5.004$	$M_{пер}(120) = -0.168$
$F_n(150) = 1.01$	$F_r(150) = -7.28$	$F_k(150) = 3.037$	$M_{пер}(150) = -0.102$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -7.887$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.013$	$F_r(210) = -7.303$	$F_k(210) = -3.047$	$M_{пер}(210) = 0.102$
$F_n(240) = -1.539$	$F_r(240) = -4.717$	$F_k(240) = -5.092$	$M_{пер}(240) = 0.171$
$F_n(270) = -0.808$	$F_r(270) = -0.808$	$F_k(270) = -3.049$	$M_{пер}(270) = 0.102$
$F_n(300) = 0.665$	$F_r(300) = -0.887$	$F_k(300) = 2.867$	$M_{пер}(300) = -0.096$
$F_n(330) = 0.91$	$F_r(330) = -5.649$	$F_k(330) = 4.312$	$M_{пер}(330) = -0.144$
$F_n(360) = 0.000$	$F_r(360) = -5.539$	$F_k(360) = 0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 0.563$	$F_r(390) = 3.497$	$F_k(390) = 2.669$	$M_{пер}(390) = -0.089$
$F_n(420) = 0.427$	$F_r(420) = 0.57$	$F_k(420) = 1.841$	$M_{пер}(420) = -0.062$
$F_n(450) = 1.513$	$F_r(450) = -1.513$	$F_k(450) = 5.713$	$M_{пер}(450) = -0.191$
$F_n(480) = 1.965$	$F_r(480) = -6.022$	$F_k(480) = 6.501$	$M_{пер}(480) = -0.218$
$F_n(510) = 1.214$	$F_r(510) = -8.754$	$F_k(510) = 3.652$	$M_{пер}(510) = -0.122$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -9.362$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.026$	$F_r(570) = -7.397$	$F_k(570) = -3.086$	$M_{пер}(570) = 0.103$
$F_n(600) = -1.541$	$F_r(600) = -4.723$	$F_k(600) = -5.098$	$M_{пер}(600) = 0.171$
$F_n(630) = -0.745$	$F_r(630) = -0.745$	$F_k(630) = -2.812$	$M_{пер}(630) = 0.094$
$F_n(660) = 0.882$	$F_r(660) = -1.176$	$F_k(660) = 3.801$	$M_{пер}(660) = -0.127$
$F_n(690) = 1.356$	$F_r(690) = -8.423$	$F_k(690) = 6.429$	$M_{пер}(690) = -0.215$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -13.3$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

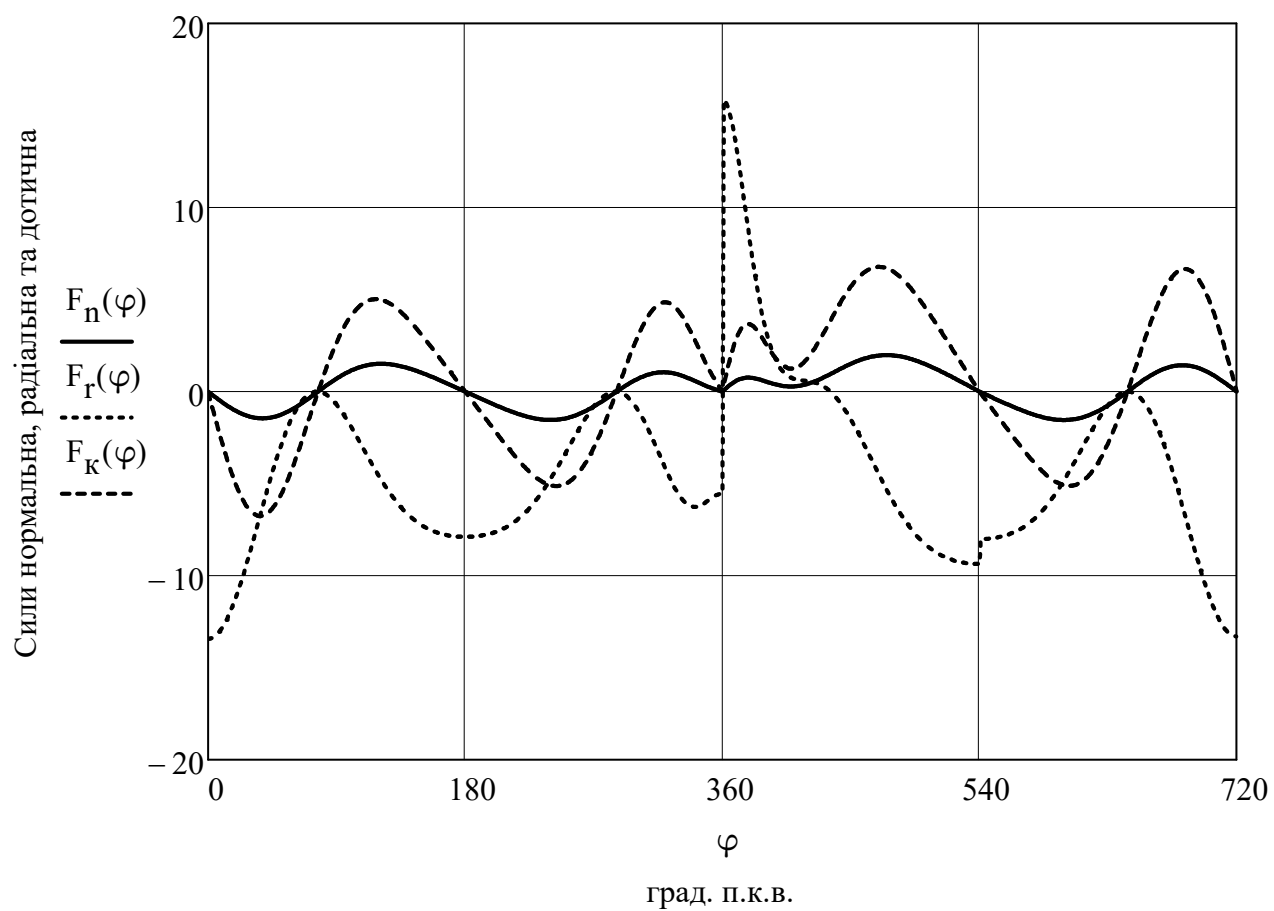
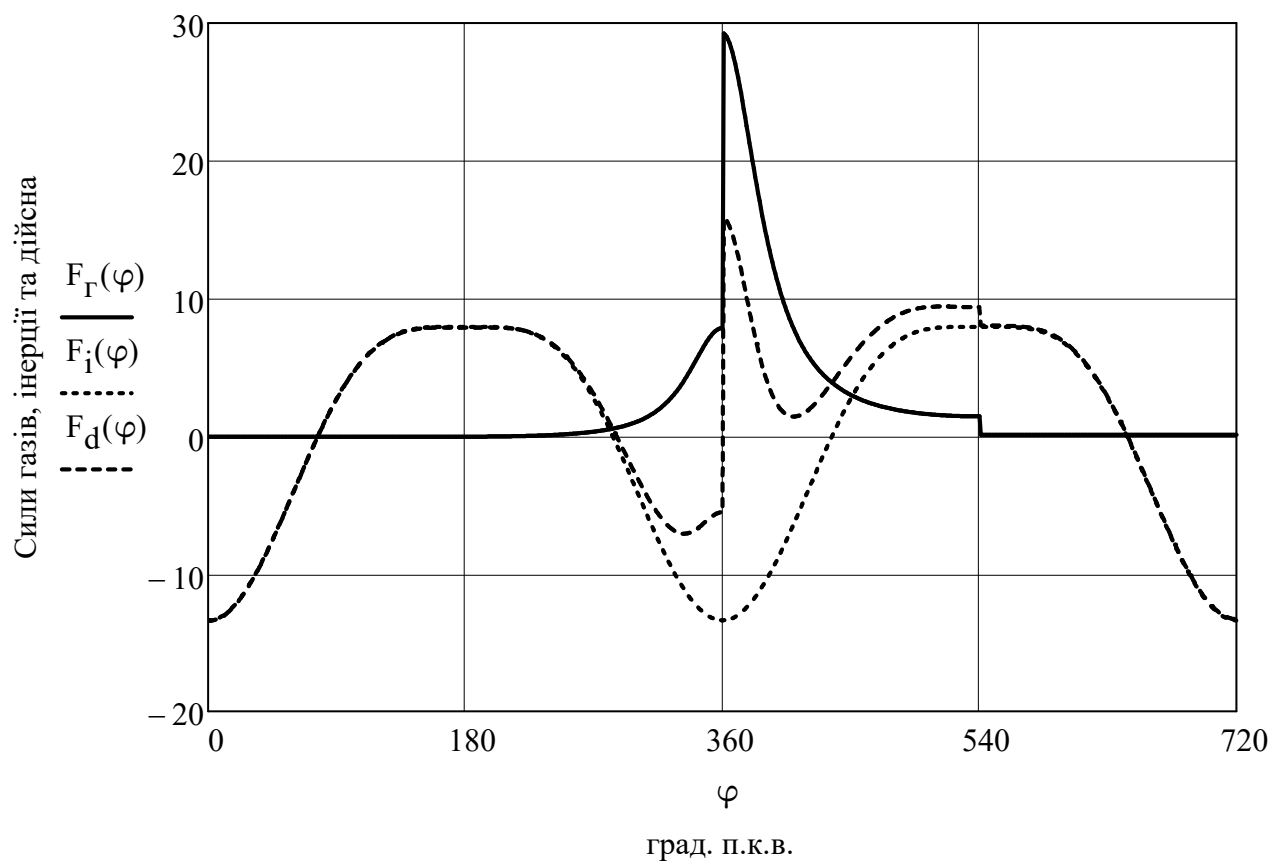


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

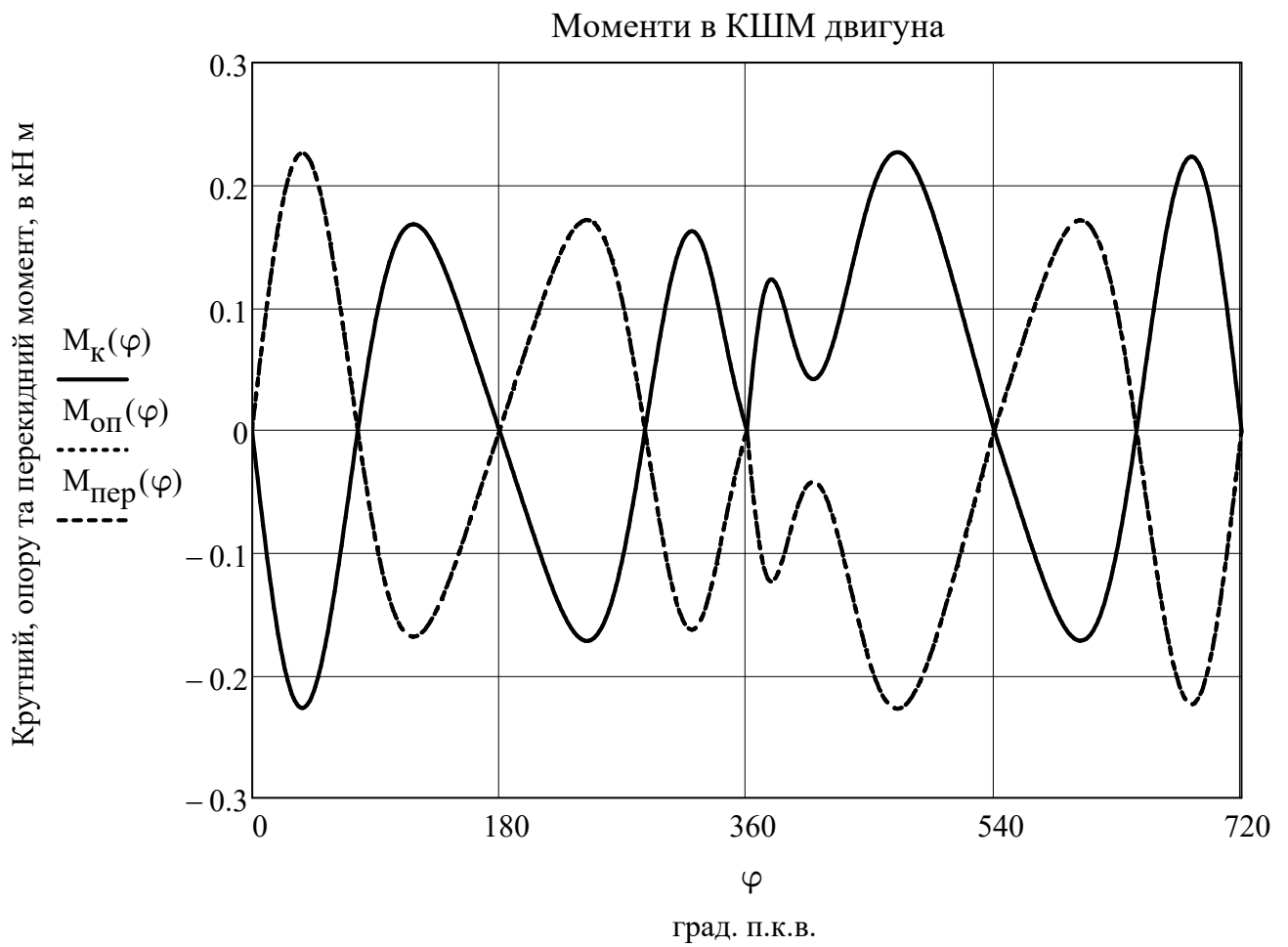


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

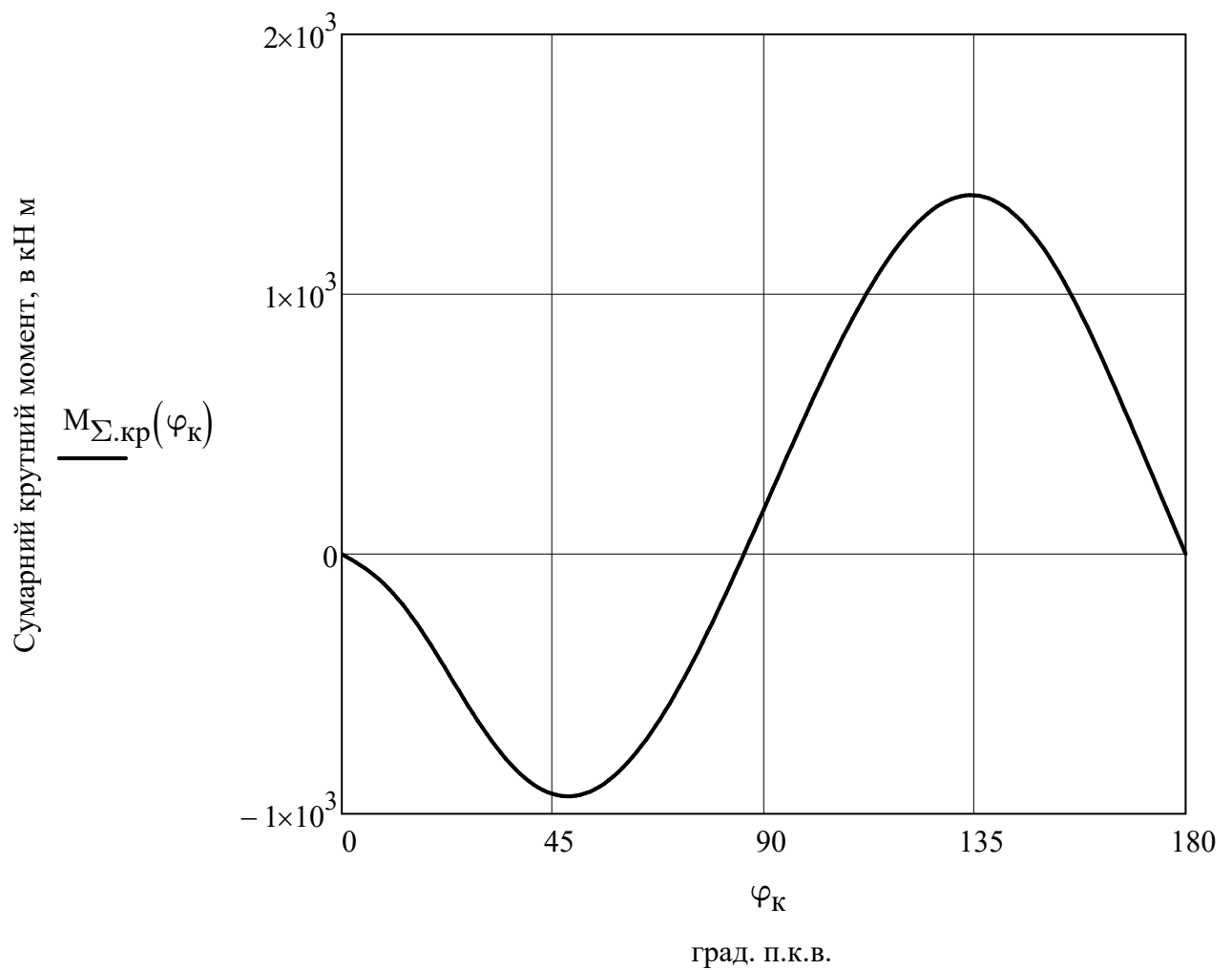


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 3.86 \times 10^{-13}$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -321.294$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -808.524$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -906.207$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -512.037$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 170.073$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 872.243$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.324 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.299 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 760.094$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 8.226 \times 10^{-13}$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B} + Q_{H.3}$$

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

$Q_{H.3}$ - теплота втрачена через неповноту згоряння палива;

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{12.638 \cdot 44135.4}{3.6} = 154936.966$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_e = 10^3 \cdot 45 = 45000$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{45000}{154936.966} \cdot 100 = 29.044$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 154936.966 \cdot 0.29 = 45000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|45000 - 45000|}{45000} \cdot 100 = 0$$

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 $\frac{Дж}{с}$

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

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

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

$W_{г.р} = 0.16$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{вып} = 0.11$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вып}) = -0 + 0 + 0.16 + 0.11 = 0.27$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{П} = 0.27 \cdot 154936.966 = 41832.981$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{ср.т} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 208.840 = 125.304$$

Робочий об'єм циліндру, в $м^3$

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot s = \frac{\pi \cdot 72^2}{4 \cdot 10^9} \cdot 67 = 2.728 \times 10^{-4}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{П} = \frac{p_{ср.т} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{125.304 \cdot 2.728 \times 10^{-4} \cdot 5.6 \times 10^3 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 6.381$$

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

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\text{п}} = 10^3 \cdot 6.381 = 6380.598$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} = 41832.981 + 6380.598 = 48213.579$$

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{4.821 \times 10^4 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 1.381 \times 10^{-3}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.001 \cdot 98}{0.9} = 0.15$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.15 = 150.356$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.Н} = 41833 + 6380.6 + 150.4 = 48363.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{48363.935}{154936.966} \cdot 100 = 31.215$$

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

$$t_r = T_r - 273 = 1050 - 273 = 777$$

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

$$t_d = T_d - 273 = 342.048 - 273.000 = 69.048$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 0.00389 \cdot 777 = 34.578$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 69.048 = 29.129$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в $\text{Дж} / \text{с}$

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.537 \cdot 34.578 \cdot 777 = 14429.359$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.504 \cdot 29.129 \cdot 69.048 = 1013.563$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 14429.4 - 1013.6 = 13415.8$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{12.638}{3.6} \cdot 13415.796 = 47096.045$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{47096.045}{154936.966} \cdot 100 = 30.397$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{208.84}{1094.303} \cdot 0.359 = 0.069$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 0.069 \cdot 154936.966 = 10613.43$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{б}} = 41832.981 + 10613.43 - 48363.935 = 4082.476$$

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.5 \cdot 4.082 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 5.416 \times 10^{-4}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3}$$

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

$\eta_{\text{м.н}} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{5.416 \times 10^{-4} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.271$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{\text{м2}} = 10^3 \cdot P_{\text{м.н}} = 10^3 \cdot 0.271 = 270.779$$

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

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м1}} + Q_{\text{м2}} = 4082.476 + 270.779 = 4353.255$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{4353.255}{154936.966} \cdot 100 = 2.81$$

Теплота що втрачена внаслідок неповноти згоряння, в Дж / с

$$Q_{\text{н.з}} = \frac{B_{\text{е}} \cdot \Delta Q_{\text{н}}}{3.6} = \frac{12.638 \cdot 2475.159}{3.6} = 8689.025$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{н.з}} = \frac{Q_{\text{н.з}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{8689.025}{154936.966} \cdot 100 = 5.608$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \\ Q_{\text{н.з}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 45000 \\ 48363.935 \\ 47096.045 \\ 4353.255 \\ 8689.025 \end{pmatrix} = 153502.259$$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 154937 - 153502.3 = 1434.7$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1434.707}{154936.966} \cdot 100 = 0.926$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для БД
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 154937$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 45000.0$	$q_e = 29$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 47096.0$	$q_{\Gamma} = 30.4$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 48363.9$	$q_B = 31.2$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 4353.3$	$q_M = 2.8$	3...5%
Теплота, що втрачена через неповне згоряння	$Q_{\text{н.з}} = 8689$	$q_{\text{н.з}} = 5.6$	4...25%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 1434.7$	$q_{\text{нв}} = 0.9$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{\text{н.з}} + q_{\text{нв}} = 29 + 30.4 + 31.2 + 2.8 + 5.6 + 0.9 = 100$$

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	Чисельні значення		Порівняння у %
				Двигун-прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	37,5	45,1	20,27
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	800	885,1	10,64
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,275	0,29	5,45
4	Механічний ККД	η_m	-	0,79	0,809	2,41
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	300	281	- 6,33
6	Діаметр циліндру	D	мм	72	72	0,0
7	Хід поршня	S	мм	67	67	0,0

В даному розділі було вирішено завдання щодо отримання вихідної потужності проектного двигуна на рівні 45 кВт, що на 7,5 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. Результати розрахунку параметрів робочого циклу свідчать що поставлене завдання було виконано. Так згідно отриманих результатів приріст потужності склав 7,6 кВт, що більше ніж у прототипу на 20,3%.

Для забезпечення заданого рівня форсування проектного двигуна є необхідність у збільшенні середнього ефективного тиску в циліндрі. Так отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 10,64%. Внаслідок того, що форсування двигуна передбачає збільшення циклової роботи в циліндрі, це реалізується головним чином за рахунок підвищення введеної в циліндр циклової порції палива.

Оптимізація параметрів робочого циклу та раціональний вибір початкових даних забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні. Так для питомої ефективної витрати палива вдалося досягти зниження питомої ефективної витрати палива на 6,3% у порівнянні з прототипом, і при цьому збільшити значення ефективного ККД на 5,5%.

Серед заходів направлених на покращення ефективності протікання робочого циклу треба відмітити: покращення ефективності та зниження опору впускного тракту, зменшення механічних втрат за рахунок покращеної конструкції механізму газорозподілу, та покращення ефективності процесів згоряння паливо-повітряної суміші.

Запропоновані заходи щодо вдосконалення конструкції коромисла прямо впливають на величину механічних втрат двигуна. Це призвело до зменшення величини механічного ККД у останнього на 2,4% у порівнянні з прототипом.

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

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

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, а також визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна. В нашому випадку робота буде присвячені пошуку шляхів щодо вдосконалення конструкції коромисла.

3 РОЗДІЛ ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ КЛАПАНУ.

3.1 Особливості будови та роботи штатного газорозподільного механізму.

3.1.1 Загальний опис будови та роботи механізму газорозподілу.

Газорозподільний механізм (ГРМ) - це один з ключових вузлів двигуна внутрішнього згоряння, який забезпечує своєчасне відкриття та закриття впускних і випускних клапанів відповідно до фаз робочого циклу двигуна.

Основне призначення ГРМ в тому що він координує роботу клапанів з обертанням колінчастого вала, щоб у кожен циліндр у потрібний момент надходила паливно-повітряна суміш (або повітря - у дизелях) і виводилися відпрацьовані гази.

Тобто, ГРМ:

а) відкриває впускні клапани - для надходження повітря або паливно-повітряної суміші в циліндр на такті впуску;

б) відкриває випускні клапани - для випуску продуктів згоряння з циліндра на такті випуску;

в) забезпечує чітку синхронізацію - клапани відкриваються і закриваються в строго визначений момент, узгоджений з положенням поршня.

Основні компоненти ГРМ:

1) розподільний вал - обертається вдвічі повільніше за колінчастий вал і керує відкриттям клапанів через кулачки;

2) кулачки - спеціальні виступи на валу, які натискають на штовхачі або коромисла;

3) штовхачі або коромисла - передають зусилля від кулачків до клапанів;

4) клапани (впускні та випускні) - відкривають і закривають прохід до циліндра;

5) пружини клапанів - повертають клапани у вихідне положення.

6) привід ГРМ - ремінь, ланцюг або шестерні, які з'єднують розподільний вал із колінчастим валом і забезпечують синхронне обертання.

Важливість ГРМ полягає в тому, що якщо газорозподільний механізм не працює точно (наприклад, зсунулась фаза відкриття клапанів), двигун втрачає потужність, може почати працювати нестабільно, а в гіршому випадку - відбудеться зіткнення клапанів з поршнями, що призведе до серйозних механічних пошкоджень.

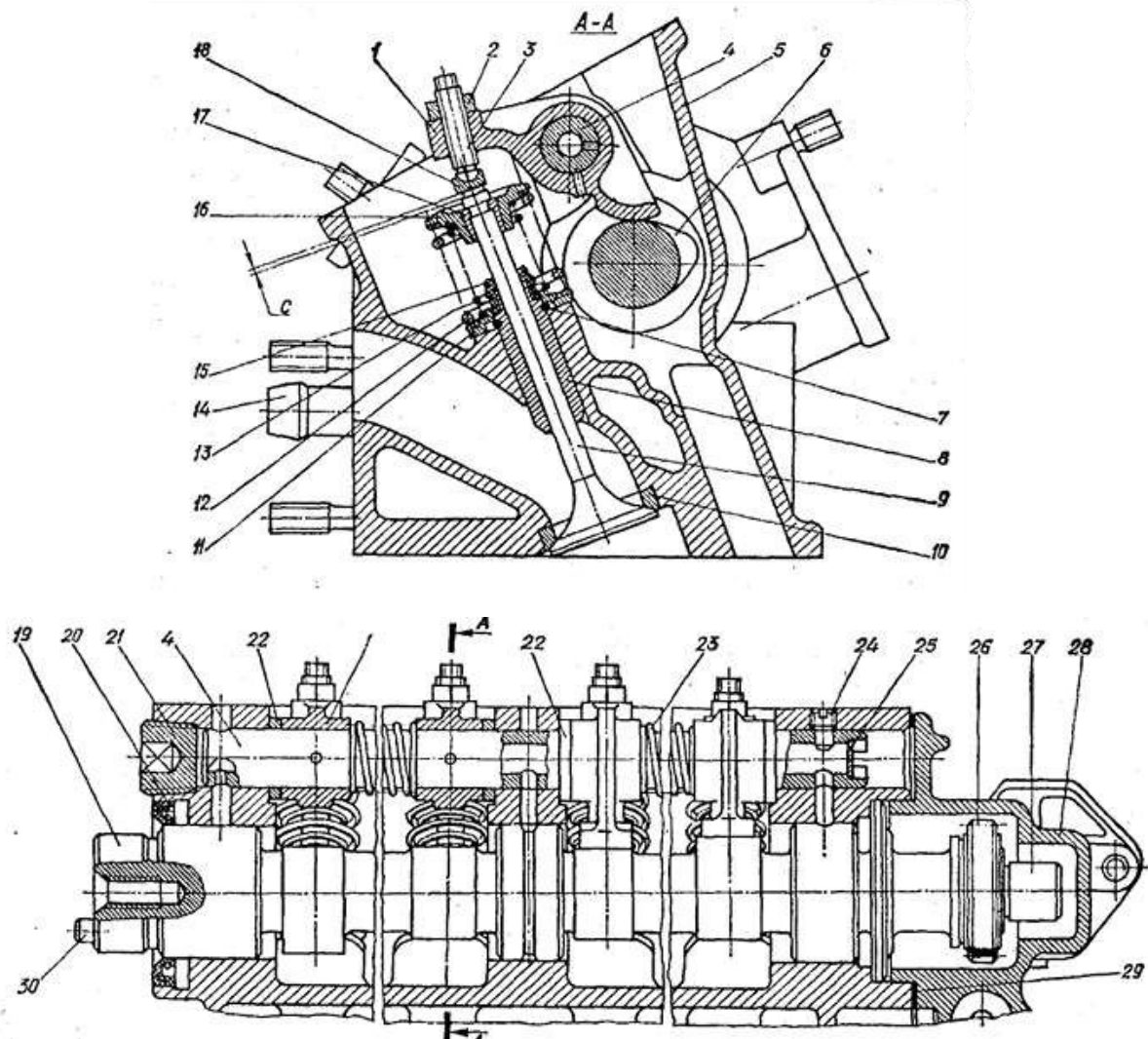


Рис. 3.1 - Головка блоку циліндрів і механізм приводу клапанів MeM3-245:

1 - коромисло; 2 - горіх; 3 - регулювальний гвинт коромисла клапана; 4 - вісь коромисла; 6 - кулачок розподільного валу; 7 - стопорне кільце; 8 - направляюча втулка; 9 - клапан; 10 - сидло клапана; 11 - опорна шайба внутрішньої і зовнішньої пружини; 12 - зовнішня пружина; 13 - внутрішня пружина; 14 - труба; 15 - кришка масловідбиває клапана; 16 - диск пружини клапана; 17 - дискові сухарі клапанів; 18 - наконечник регулювального гвинта коромисла; 19 - розподільний вал; 20 - ущільнювальна манжета; 21 - вилка; 22 упорна шайба; 23 - пружина осі коромисла; 24 - стопорний гвинт; 25 - для каркаса масляного каналу; 26 провідна шестерня датчика розподільника; 27 - кулачок приводу бензонасоса; 28 - корпус датчика розподільника і приводу бензонасоса; 29 - прокладки; 30 - штифт; С - зазор для клапанів: впускні клапани - 0,13-0,17 мм; вихлоп - 0,28-0,32 мм

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ

Аркуш

55

3.1.2 Проблеми ефективної та надійної роботи механізму газорозподілу автомобільного двигуна.

Механізм газорозподілу (ГРМ) є одним з основних елементів двигуна внутрішнього згоряння, відповідальним за синхронізацію відкриття і закриття клапанів, через які в камеру згоряння надходить суміш пального та повітря, а також виводяться відпрацьовані гази. Робота ГРМ піддається складним і високим тепловим, механічним і динамічним навантаженням. Ці навантаження створюють значні проблеми для його стабільної роботи, оскільки компоненти ГРМ постійно перебувають під впливом великих сил, що спричиняють тертя, знос, перегрівання, а також вимогливі умови для змащення. Особливо важливу роль у забезпеченні ефективної і надійної роботи ГРМ відіграють елементи, які забезпечують точну синхронізацію механізмів, зокрема пара «кулачок-штовхач» або «кулачок-коромисло», від правильного функціонування якої залежить стабільність роботи всього двигуна.

1. Теплові навантаження в механізмі газорозподілу.

Теплові навантаження є однією з найбільш критичних проблем для механізму газорозподілу, оскільки компоненти ГРМ перебувають під постійним впливом високих температур. Під час роботи двигуна температура в камері згоряння може досягати 2000°C, що супроводжується нагрівом окремих елементів ГРМ, таких як кулачки, штовхачі, коромисла і клапани. Ці деталі піддаються термічним деформаціям, що можуть призвести до зміни їх геометрії, що в свою чергу погіршує синхронізацію роботи клапанів і знижує ефективність газорозподілу.

Особливо великий вплив мають температури на кулачки, які часто є найгарячішими компонентами в системі ГРМ, оскільки вони безпосередньо контактують із гарячими газами і піддаються значним тепловим навантаженням. Підвищення температури спричиняє зниження міцності матеріалів, що підвищує ризик їх зносу. Теплове розширення також може спричиняти зміщення частин механізму, що впливає на точність роботи клапанів, а отже і на загальну ефективність двигуна.

Збільшення температури веде до зменшення в'язкості масла, що в свою чергу погіршує його змащувальні властивості. Недостатнє змащення веде до підвищеного тертя між частинами ГРМ, що спричиняє ще більший нагрів і знос. Крім того, температури можуть викликати утворення окислів і корозії на металевих поверхнях, що також значно знижує ефективність роботи системи.

2. Механічні навантаження

Механічні навантаження в механізмі газорозподілу виникають через постійне механічне взаємодія між рухомими частинами, такими як кулачки, штовхачі, коромисла і клапани. Ці елементи постійно взаємодіють, передаючи механічні сили, що виникають через обертання валів і обертання мотору в цілому. Навантаження на ці компоненти є значними, оскільки в процесі роботи двигуна кулачки постійно здійснюють циклічний вплив на штовхачі та коромисла, що безпосередньо приводить клапани в рух.

Циклічний характер навантажень у поєднанні з високими швидкостями обертання створює серйозне навантаження на компоненти ГРМ, що може призвести до їх зношування. Найбільше навантаження спостерігається в точках контакту між кулачками та штовхачами, а також між штовхачами та коромислами. В умовах високих навантажень металеві поверхні можуть зазнавати мікротріщин, що призводить до поступового руйнування деталей.

Погіршення синхронізації або неправильне співвідношення розмірів компонентів може призвести до надмірних навантажень на одну з частин системи, що може викликати механічні поломки. Першочергове значення мають точність виготовлення компонентів ГРМ і їх надійне кріплення, оскільки навіть незначні відхилення в геометрії можуть значно погіршити ефективність роботи двигуна і знизити термін служби механізму.

3. Динамічні навантаження

Динамічні навантаження у механізмі газорозподілу з'являються через коливання, що виникають під час роботи двигуна. Оскільки обертання валу вимагає постійного циклічного руху, деталі ГРМ піддаються коливанням, що можуть призводити до небажаних вібрацій у системі. Це може бути особливо критично для

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		57

високошвидкісних двигунів, де швидкість обертання валу може бути надзвичайно високою. Коливання можуть бути спричинені дисбалансом, несиметричним розподілом навантажень або резонансними явищами в системі.

Резонансні явища, у свою чергу, здатні збільшити амплітуду коливань, що створює додаткові навантаження на компоненти ГРМ. Це може призвести до підвищеного зносу деталей, їх механічних пошкоджень, а також порушення точності роботи клапанів.

Такі коливання часто негативно впливають на ефективність роботи двигуна, оскільки порушення синхронізації клапанів веде до зниження заповнюваності циліндра та втрат потужності.

4. Проблеми тертя та мащення

Тертя в механізмі газорозподілу є одним з основних чинників, що впливає на його ефективність. Постійне механічне взаємодія між компонентами ГРМ, такими як кулачки, штовхачі, коромисла та клапани, призводить до значних сил тертя. Це не лише збільшує знос частин системи, але й створює додаткове навантаження на двигун, підвищуючи його теплові та механічні витрати.

Належне змащення є необхідною умовою для зменшення тертя та зносостійкості деталей ГРМ. Однак при підвищених температурах та умовах високих навантажень мастило може змінювати свої властивості, знижуючи ефективність змащення. Це призводить до погіршення тертя, а в окремих випадках до перегріву та руйнування деталей.

Вибір масла з відповідними в'язкісними та температурними властивостями є важливим для забезпечення нормальних умов роботи механізму. Також важливо застосовувати мастила, що знижують коефіцієнт тертя та підвищують зносостійкість компонентів, особливо в точках контакту кулачків та штовхачів.

Недостатнє змащення може призвести до підвищеного тертя, що спричиняє перегрів і збільшення зносу. У той же час надмірна кількість мастила може призвести до утворення піни або недостатнього охолодження компонентів ГРМ, що також негативно впливає на його роботу.

5. Інші проблеми механізму газорозподілу

Крім основних проблем, таких як теплові, механічні, динамічні навантаження та проблеми з тертям і мащенням, існують інші аспекти, що впливають на надійність механізму газорозподілу. Однією з таких проблем є точність виготовлення та складання компонентів. Навіть незначні відхилення від норми можуть спричинити порушення роботи газорозподільного механізму, зокрема, втрату синхронізації клапанів, що погіршує роботу двигуна.

Іншою важливою проблемою є зношування пружин клапанів. З часом пружини можуть втратити свою еластичність, що призводить до зменшення їх здатності до зворотного відновлення форми. Це негативно впливає на роботу клапанів і може призвести до проблем із запуском двигуна або його функціонуванням на високих обертах.

6. Важливість надійної роботи пари «кулачок-штовхач» або пари «кулачок-коромисло»

Ключовим елементом механізму газорозподілу є пара «кулачок-штовхач» або «кулачок-коромисло», від правильного функціонування якої залежить надійність і ефективність роботи всього ГРМ. Пара «кулачок-штовхач» піддається найбільшим механічним і тепловим навантаженням, оскільки вона відповідає за передачу зусилля від обертового валу до штовхачів, що приводять клапани в рух. Від правильності цієї передачі залежить точність відкриття та закриття клапанів, що, своєю чергою, визначає ефективність заповнення циліндра, рівень згоряння та потужність двигуна. Забезпечення належних умов роботи цієї пари, зокрема, точності виготовлення кулачків та штовхачів, а також надійного змащення, є критично важливим для стабільної роботи ГРМ. У разі порушення функціонування пари «кулачок-штовхач» або «кулачок-коромисло» можуть виникати серйозні проблеми з механізмом газорозподілу, що призведе до зниження потужності двигуна або навіть до його повної відмови. Відповідно забезпечення нормальних умов роботи пари «кулачок-штовхач» є ключовим чинником для забезпечення ефективної та надійної роботи всього механізму газорозподілу, що визначає загальну працездатність та довговічність двигуна.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		59

3.2 Система змащення двигуна ЗАЗ-1102, особливості будови та роботи.

Двигун має комбіновану систему мастила під тиском та розбризкуванням.

Під тиском змащуються: підшипники колінчастого та розподільчого валів та коромисла клапанів. Кулачки розподільного валу змащуються струменем олії, що надходить із спеціального отвору, виконаного в коромислі. Стінки циліндрів, поршні з поршневыми пальцями, втулки верхніх головок шатунів, приводу датчика-розподільника запалювання і бензинового насоса, стрижні клапанів в їх напрямних втулках змащуються маслом, що випливає із зазорів і розбризкуванням масла деталями, що рухаються.

Навісні агрегати – водяний насос, датчик-розподільник запалювання, генератор та стартер забезпечені підшипниками, які не потребують у процесі експлуатації поповнення мастила.

Система мастила двигуна включає масляний картер з пробкою для зливу олії, масляний насос з редукційним клапаном, маслоприймач з фільтром грубого очищення, повнопоточний фільтр із запобіжним і протидренажним клапанами, систему масляних каналів в блоці циліндрів, головці циліндрів, колінчастому і розподільчому олах, колінчастому і розподільчому валах.

Про відсутність необхідного тиску масла водієві сигналізує лампочка. Її датчик встановлений на головному маслороздавальному каналі у середній частині блоку циліндрів з лівого боку. При нормальному стані двигуна тиск олії в системі мастила при температурі масла $+80^{\circ}\text{C}$ та частоті обертання колінчастого валу 4000 хв^{-1} має бути $0,3 \dots 0,5 \text{ МПа}$ і при 1000 хв^{-1} не менше $0,07 \text{ МПа}$.

Масляний картер відлитий з магнієвого сплаву, служить резервуаром для олії та кріпиться до блоку двигуна болтами. Ущільнення досягається установкою прокладки товщиною 3 мм. Порожнина масляного картера коритоподібної форми має розвинену передню частину, в якій розміщується масло-приймач.

Для запобігання надмірному розливу олії при їзді в картері відлиті вертикальні поперечні перегородки.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		60

Приймач масляного насоса представляє штампований ковпак з фільтрувальною сіткою і масло-підвідною трубкою, до масляного насоса кріпиться фланцем через ущільнювальну прокладку двома болтами.

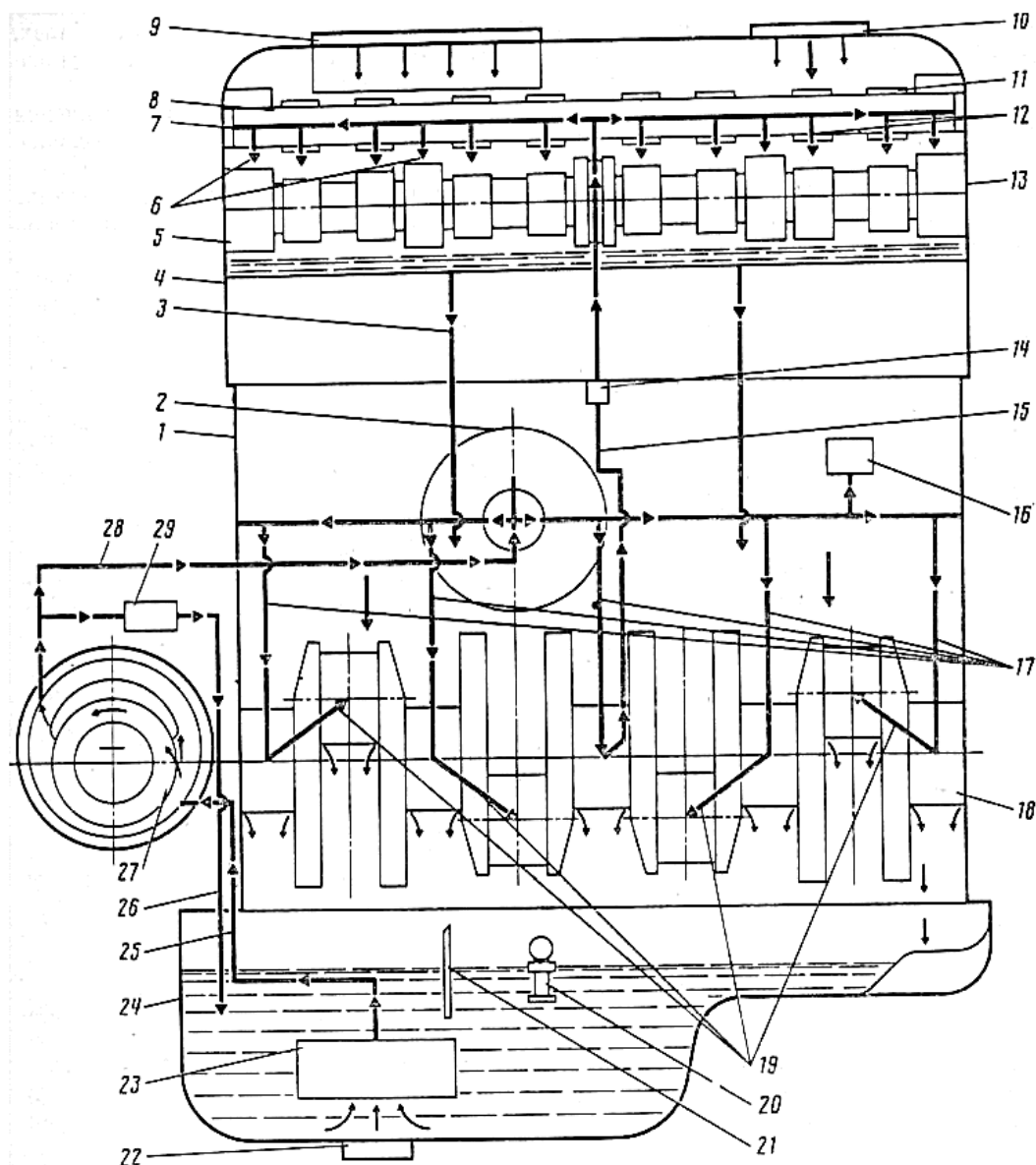


Рис. 3.2 - Схема мастила двигуна:

1 - блок циліндрів; 2 - фільтр тонкого очищення масла; 3 - маслозливні канали; 4 - головка циліндрів; 5 - розподільчий вал; 6 - канали підведення олії до шийок розподільчого валу; 7 - внутрішня порожнина осі коромисел; 8 - вісь коромисел; 9- сапун; 10 - маслозаливна горловина; 11 - коромисло; 12 отвори підведення масла до коромислів і кулачкам розподільного валу; 13 - кришка головки циліндрів; 14 - жиклер масляного каналу; 15 - канал підведення олії до осі коромисел; 16 - датчик тиску масла; 17 - канали підведення олії до корінних шийок; 18 - колінчастий вал; 19 - канали підведення олії до шатунних шийок колінчастого валу; 20 - датчик мінімального рівня олії; 21 - показчик рівня олії; 22 - маслозливна: пробка; 23 - маслоприймач з фільтром грубої очистки; 24 - масляний картер; 25 - канал підведення олії до масляного насоса; 26 - канал зливу олії через редукційний клапан; 27 - масляний насос; 28 - поздовжній канал від масляного насоса до фільтра тонкого очищення; 29 - редукційний клапан

Олійна горловина, через яку двигун заправляється маслом, знаходиться на кришці головки циліндра. Горловина герметично закривається пробкою із прокладкою.

Стрижневий показчик рівня масла встановлений у трубці з правої частини блоку двигуна та ущільнений прокладкою. На нижній частині стрижня зроблено дві мітки, розташовані на відстані 15 мм одна від одної. Нижня відповідає мінімальному, а верхня максимальному рівню олії.

Масляний фільтр – повнопоточний, з основним паперовим фільтруючим елементом, перепускним клапаном та протидренажним клапаном. Кріпиться фільтр на спеціальному штуцері. Ущільнення забезпечується гумовою прокладкою. Фільтр нерозбірний і встановлений горизонтально на лівій частині блоку двигуна. Він змонтований у сталевому штампованому корпусі та замінюється у зборі. Фільтр послідовно включений в головну масляну магістраль двигуна безпосередньо після масляного насоса. Таким чином забезпечується очищення всього масла, що підводиться під тиском до поверхонь, що труться. Олія проходить через пори паперового та пластмасового фільтруючих елементів, очищається при цьому від забруднень і надходить у центральну порожнину, звідки через отвір штуцера потрапляє у головний масляний канал блоку двигуна.

При надмірному забрудненні фільтруючого елемента або при підвищеній в'язкості масла, що застосовується, за рахунок перепаду тиску між зовнішньою і центральною порожнинами фільтра відкривається перепускний клапан, що пропускає в масляну магістраль неочищену олію. Таким чином, третью поверхню будуть позбавлені масляного голодування.

Крім перепускного клапана, фільтр має протидренажний клапан, виконаний у вигляді манжети із спеціальної гуми. Він пропускає масло у фільтр і не дозволяє йому витікати в олійний картер.

Отже, порожнину фільтра та частина каналів системи мастила при вимкненому двигуні виявляються заповненими олією.

Масляний фільтр змінюється після пробігу автомобіля перших 5000 км, а потім після пробігу кожних 15000 км.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

При роботі двигуна в картер через нещільності прилягання деталей поршневої групи і клапанного механізму потрапляють пари палива і продукти згоряння. Взаємодіючи з розпорошеною нагрітою олією, ці речовини сприяють утворенню піни, різних відкладень летких речовин, які разом із продуктами згоряння об'єднуються під загальною назвою “картерні гази”. Крім того, відпрацьовані гази, що проникають в картер, можуть створити в ньому надлишковий тиск, що сприяє витіканню масла з двигуна через ущільнення. Для видалення картерних газів та зниження тиску у внутрішній порожнині картера у двигуні застосована примусова система вентиляції картера закритого типу.

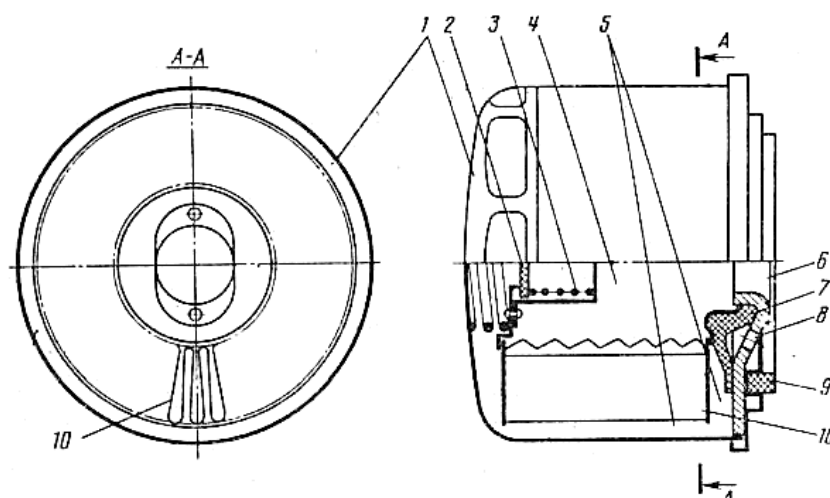


Рис. 3.3 - Масляний фільтр:

1 – корпус фільтра; 2 - перепускний клапан; 3 - пружина перепускного клапана; 4 - центральна порожнина; 5 – зовнішня порожнина; 6 - різьбовий отвір; 7 – протидренажний клапан; 8 – впускні отвори; 9 – прокладання фільтра; 10 -фільтруючий елемент.

Система вентиляції включає в себе кришку головки циліндрів зі штуцером, прокладку і масловідбивач. Система забезпечує відсмоктування картриджів. залежно від режиму роботи двигуна.

На холостому ходу двигуна, а також при роботі на малих навантаженнях відсмоктування картерних газів відбувається в змішувальну камеру під дросельну заслінку карбюратора. З відкриттям дросельної заслінки розрідження в камері змішування зменшується, а швидкість потоку і кількість повітря, що проходить через повітряний фільтр, збільшуються, забезпечуючи найбільше відсмоктування картерних газів через повітряний фільтр.

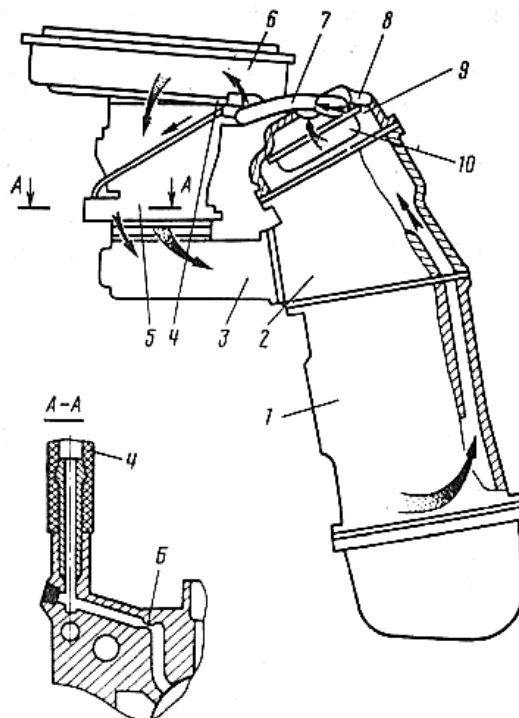


Рис. 3.4 - Схема системи вентиляції картерних газів:

1 – блок циліндрів; 2 – головка циліндрів; 3 - впускний колектор; 4 - трубка відсмоктування картерних газів у карбюратор; 5 - карбюратор; 6 - повітряний фільтр; 7 - шланг вентиляції картера; 8 - прокладка; 9 - кришка головки циліндрів; 10 - масловідбивач; Б - калібрований отвір діаметром 1,5 мм

Масляний насос – шестеренного типу, внутрішнього зачеплення, односекційний, встановлений у передній частині і фіксований гвинтами.

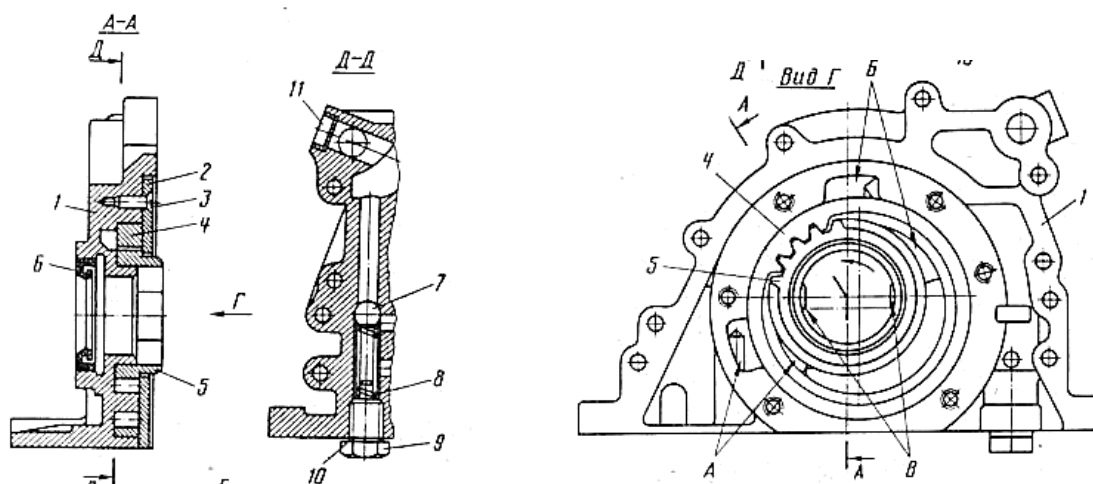


Рис. 3.5 - Масляний насос:

1 - корпус; 2 - кришка; 3 - гвинт; 4 - ведена шестерня; 5 - провідна шестерня; 6 - манжета; 7 - кульковий редукційний клапан; 8 - пружина редукційного клапана; 9 - пробка редукційного клапана; 10 – прокладання пробки; 11 – заглушка; А - порожнина розрідження; Б - порожнина, що нагнітає; В - виступи на провідній шестірні; вид Г - зі знятою кришкою

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.25.10.ПЗ

Аркуш

64

3.3 Пропозиції щодо удосконалення приводу механізму газорозподілу

Газорозподільний механізм є одним із найвідповідальніших вузлів двигуна внутрішнього згоряння, який безпосередньо впливає на його ефективність, надійність та ресурс. У двигуні МеМЗ-245, що встановлюється на автомобілях ЗАЗ-1102 "Таврія", застосовується класична система приводу клапанів із використанням розподільного валу, коромисел і клапанів. Однак аналіз конструкції виявляє низку недоліків, що мають місце при тривалій експлуатації цього типу двигуна, особливо в умовах частих пусків, коротких поїздок, перегрівів і недостатнього змащення.

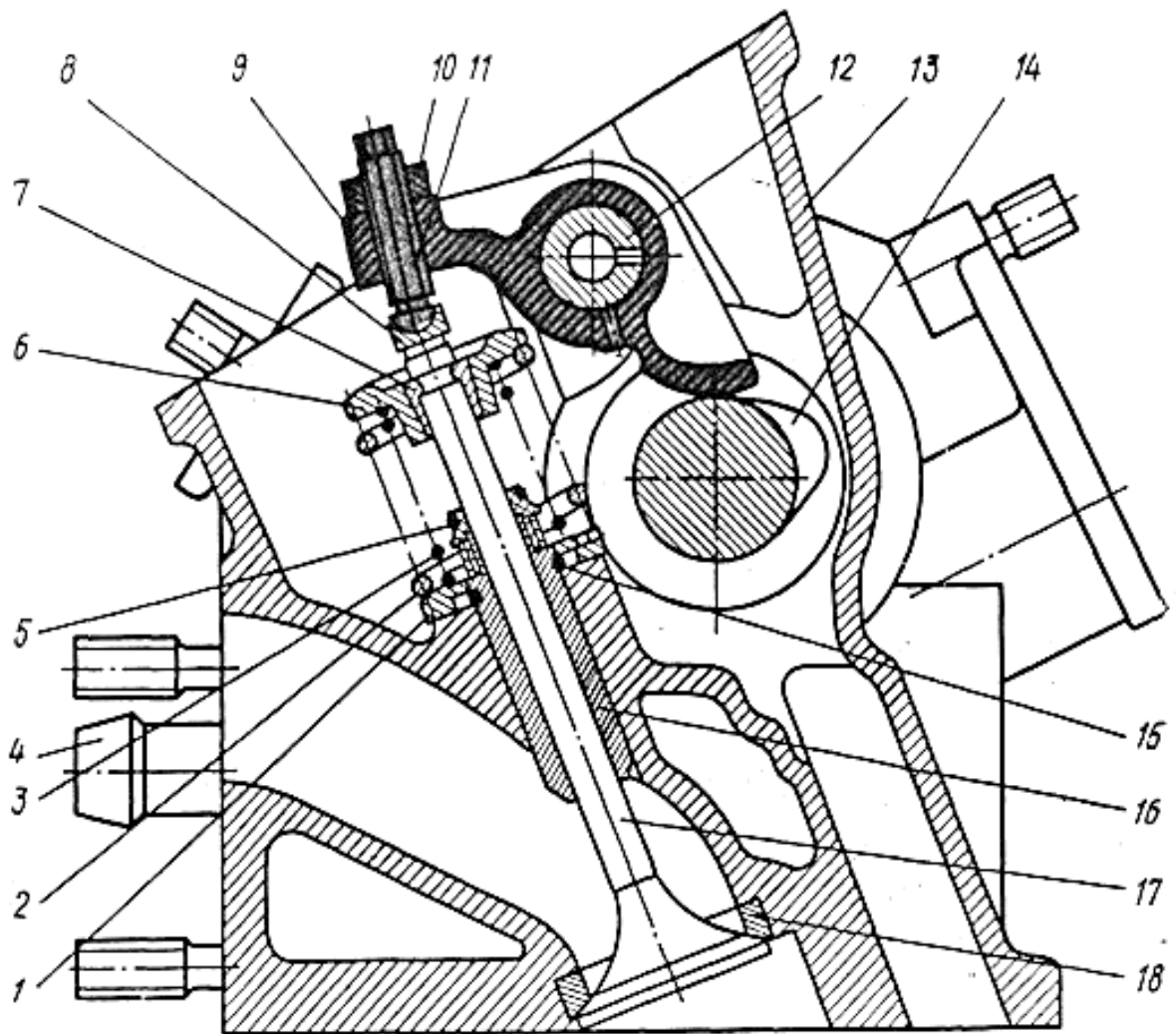


Рис. 3.6 – Головка циліндрів МеМЗ-245 (поперечний розріз)

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ

Аркуш

65

Один із таких недоліків полягає у прямому контакті робочої поверхні коромисла з розподільним валом. Такий контакт супроводжується тертям ковзання, що призводить до значного зносу деталей, утворення задирок, зменшення точності фаз газорозподілу та підвищення шумності роботи механізму. Особливо критичним є тертя у зоні контакту між робочим кулачком розподільного валу та поверхнею коромисла, адже тут навантаження змінюється циклічно і передається з великою частотою.

Для підвищення надійності, зменшення тертя та зносу у системі приводу клапанів, у даній роботі пропонується конструктивне удосконалення - введення ролика у вузол коромисла двигуна МеМЗ-245. Суть модернізації полягає в заміні ділянки прямого тертя ковзання між коромислом і кулачком розподільного валу на тертя кочення, що реалізується шляхом інтеграції роликового елемента.

У базовій конструкції контакт між розподільним валом і робочою поверхнею штовхача або коромисла забезпечує передачу зусилля, але при цьому виникає значне ковзання, особливо в зоні найбільшої кривизни профілю кулачка. З огляду на це, запропоноване удосконалення має на меті замінити такий контакт на обертальний - за допомогою ролика, встановленого в осі коромисла. Ролик буде контактувати з кулачком розподільного валу і обертатися при його русі, зменшуючи втрати на тертя та знижуючи динамічні навантаження.

Основними перевагами такого конструктивного рішення є:

- зменшення механічних втрат на тертя, що сприяє підвищенню загального ККД двигуна;
- зменшення зношування деталей у зоні контакту, що позитивно впливає на ресурс механізму;
- стабілізація фаз газорозподілу внаслідок зменшення зазорів і вібрацій;
- зменшення тепловиділення у зоні контакту кулачок-коромисло;
- покращення шумових характеристик двигуна, особливо на високих обертах;
- можливість подальшого підвищення обертів без ризику зриву пари тертя.

Конструктивно запропонований ролик може бути виконаний із загартованої сталі або з використанням зносостійких антифрикційних матеріалів. Кріплення

ролика у тілі коромисла доцільно виконати з використанням голчастого підшипника або втулки ковзання, що працює в умовах змащування моторною оливою. При цьому необхідно передбачити можливість подачі мастила до контактної зони - або через систему мащення двигуна, або через капілярний отвір у тілі коромисла.

У процесі реалізації цієї конструкції важливо також забезпечити відповідність профілю кулачка геометрії ролика. Це дозволить уникнути концентрації навантажень на краях і забезпечити рівномірне передавання зусилля протягом усього циклу обертання розподільного валу. Також рекомендується перевірити жорсткість і динамічну стійкість коромисла в новій конфігурації, оскільки поява додаткового елемента - ролика - може змінити власні частоти коливань вузла.

Експериментальне моделювання такої конструкції показує перспективність переходу від ковзного до кочення у вузлі газорозподільного механізму. За результатами випробувань, у подібних реалізаціях на інших типах двигунів (зокрема, у спортивних і мотоциклетних двигунах) спостерігається зменшення втрат на тертя до 15–20% у зоні розподільного валу, а також подовження ресурсу у 2–3 рази.

Реалізація запропонованої модифікації не вимагає суттєвих змін у загальній конструкції головки блоку циліндрів і дозволяє застосовувати серійні деталі з незначною доробкою. Такий підхід може бути економічно доцільним як для капітального ремонту, так і для модернізації двигунів, що вже перебувають в експлуатації.

Таким чином, удосконалення приводу механізму газорозподілу шляхом впровадження роликового елемента у вузол коромисла двигуна MeM3-245 є ефективним способом підвищення надійності, зменшення втрат на тертя та збільшення ресурсу роботи двигуна. Подальші дослідження можуть бути спрямовані на оптимізацію конструкції ролика, підбір матеріалів, а також дослідне впровадження на реальних двигунах з подальшою порівняльною оцінкою ефективності.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Розрахунок елементів механізму газорозподілу.

3.4.1 Початкові дані

Маса рухомих деталей механізму газорозподілу:

Маса клапана, в г	$m_{\text{кл}} = 115$
Маса пружини, в г	$m_{\text{пр}} = 75$
Маса штовхача, в г	$m_{\text{шт}} = 0$
Маса штанги, в г	$m_{\text{ш}} = 0$
Маса коромисла, в г	$m_{\text{к}} = 120$
Розміри кулачка:	
Радіус початкової окружності, в мм	$r_0 = 15$
Радіус першої ділянки профілю кулачка, в мм	$r_1 = 57.2$
Радіус другої ділянки профілю кулачка, в мм	$r_2 = 8.5$
Максимальна висота підйому штовхача, в мм	$h_{\text{тmax}} = 5.85$
Довжина коромисла зі сторони клапану, в мм	$l_{\text{кл}} = 52.6$
Довжина коромисла зі сторони штовхача, в мм	$l_{\text{т}} = 33.5$
Частота обертання розподільчого валу, в хв^{-1}	$n_{\text{р}} = 2800$
Мінімальна сила пружності пружини, в Н	$P_{\text{пр.min}} = 221$
Діаметр горловини впускного клапана	$d_{\text{top}} = 28.5$

3.4.2 Визначення параметрів розподільного валу

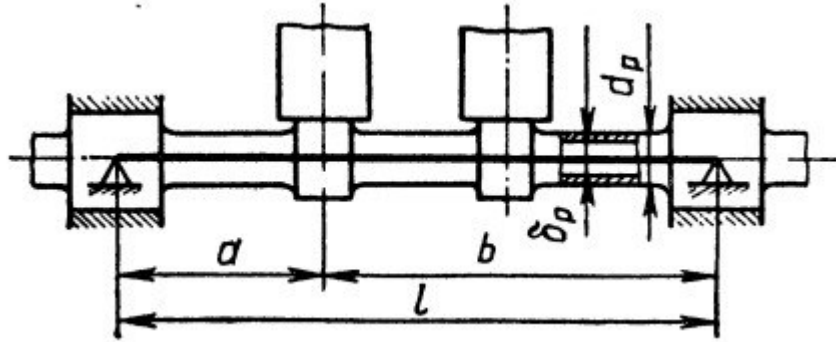


Рис. 3.7 - Розрахункова схема розподільного валу

Кутова швидкість обертання колінчастого валу.

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_p}{30} = \frac{\pi \cdot 2800}{30} = 293.215$$

Максимальна сила від впускного клапана, яка діє на кулачок:

$$M_T = \left(m_{кл} + \frac{m_{пр}}{3} \right) \cdot \left(\frac{l_{кл}}{l_T} \right)^2 + m_{ш} + m_{шт} + m_{кк}$$

де $d_{вп} = 1.076d_{тор} = 1.076 \cdot 28.5 = 31$ мм - діаметр тарілки

впускного клапана

$$d_v = \left(\frac{1}{1.06} \right) \cdot d_{вп} = \frac{1}{1.06} \cdot 30.666 = 29$$

мм - діаметр тарілки
випускного клапана

$p_r = 0.455$ МПа - тиск газів під час відкриття клапану по індикаторній діаграмі

$p_r = 0.1$ МПа - умовний середній тиск газів у впускному каналі

$$m_{кк} = \frac{m_k \cdot l_{кл}^2}{(3 \cdot l_T^2)} = \frac{120 \cdot 52.6^2}{3 \cdot 33.5^2} = 99$$

г - приведена маса коромисла

Сумарний приведений момент системи

$$M_T = \left(m_{кл} + \frac{m_{пр}}{3} \right) \cdot \left(\frac{l_{кл}}{l_T} \right)^2 + m_{ш} + m_{шт} + m_{кк} = 444$$

Таким чином маємо:

$$P_{\text{тmax}} = \left[P_{\text{пр.min}} + \frac{\pi d_{\text{в}}^2}{4} (p_{\text{г}} - p_{\text{г}}) \right] \frac{l_{\text{кл}}}{l_{\text{т}}} + M_{\text{т}} \cdot \omega_{\text{к}}^2 (r_1 - r_0) \cdot 10^{-6} = 2323$$

Стріла прогину розподільного вала

$$y = 0.8 \cdot \frac{P_{\text{тmax}} \cdot a^2 \cdot b^2}{E \cdot l \cdot (d_{\text{п}}^4 - \delta_{\text{п}}^4)}$$

де $E = 2.2 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності сталі

$$a = 25$$

мм - відстані від опор до точки прикладення сил $P_{\text{тmax}}$

$$b = 55$$

$$l = a + b = 25 + 55 = 80 \text{ мм - міжопрна відстань}$$

$$d_{\text{п}} = 2 \cdot r_0 + 2 = 2 \cdot 15 + 2 = 32 \text{ мм - напружений діаметр вала}$$

$\delta_{\text{п}} = 10$ мм - внутрішній діаметр вала, прийнятий за рахунок його для підводу мащення до кулачків і зберігання достатньої жорсткості

$$y = 0.8 \cdot \frac{P_{\text{тmax}} \cdot a^2 \cdot b^2}{E \cdot l \cdot (d_{\text{п}}^4 - \delta_{\text{п}}^4)} = 0.8 \cdot \frac{2.323 \times 10^3 \cdot 25^2 \cdot 55^2}{2.2 \cdot 10^5 \cdot 80 \cdot (32^4 - 10^4)} = 1.923 \times 10^{-4}$$

Напруга зминання, в МПа

$$\sigma_{\text{см}} = 0.418 \sqrt{\frac{P_{\text{тmax}} \cdot E}{(b_{\text{к}} \cdot r_1)}}$$

де $b_{\text{к}} = 25$ мм - ширина кулачка

$$\sigma_{\text{см}} = 0.418 \sqrt{\frac{P_{\text{тmax}} \cdot E}{(b_{\text{к}} \cdot r_1)}} = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{2.323 \times 10^3 \cdot 2.2 \cdot 10^5}{25 \cdot 57.2}} = 249.912$$

3.4.3 Профілювання випуклого кулачка

Початкові дані:

$h_{шт.мах} = 0.00585$ м - максимальний підйом штовхача;

$\phi_{в.к} = 17^\circ$ - кут випередження відкриття впускного клапану;

$\phi_{з.к} = 40^\circ$ - кут запізнення закриття впускного клапану;

$\phi_{вис.к} = 20^\circ$ - кут вистоя клапану;

$r_{\Pi} = 0.015$ м - радіус початкового кола кулачка;

$r_{в} = 0.005$ м - радіус при вершині кулачка;

$\rho = 0.0075$ м - радіус ролика штовхача;

$\Delta = 0$ м - величина експлуатаційного зазору;

$k = 1^\circ$ - крок розрахунку кінематичних параметрів;

Визначимо основні та додаткові сталі коефіцієнти для розрахунку
Величина кута повного руху штовхача в рад

$$\phi_{\Pi} = \left(\frac{\phi_{в.к} + 180 + \phi_{з.к}}{4} \right) \cdot \text{deg} = \frac{17 + 180 + 40}{4} \cdot \text{deg} = 1.034$$

що складає в $^\circ$ повороту розподільного валу $\frac{\phi_{\Pi}}{\text{deg}} = 59.25$

Величина кута активного підйому штовхача в рад

$$\phi_{ар} = \phi_{\Pi} - \frac{\phi_{вис.к}}{4} \cdot \text{deg} = 1.034 - \frac{20}{4} \cdot \text{deg} = 0.947$$

що складає в $^\circ$ повороту розподільного валу $\frac{\phi_{ар}}{\text{deg}} = 54.25$

Кутова частота обертання розподільного валу в $\text{рад}/\text{сек}$

$$\omega_p = \frac{\pi \cdot n_p}{30} = \frac{\pi \cdot 2800}{30} = 293.215$$

Допоміжний сталий коефіцієнт a_1 в м

$$a_1 = r_{\Pi} + h_{\text{шт.мах}} - r_{\text{В}} = 0.015 + (0.00585 - 0.005) = 0.016$$

Величина радіусу сполучення в м

$$R = \frac{(a_1^2 + r_{\Pi}^2 - r_{\text{В}}^2 - 2 \cdot r_{\Pi} \cdot a_1 \cdot \cos(\phi_{\text{ар}}))}{2 \cdot (r_{\Pi} - r_{\text{В}} - a_1 \cdot \cos(\phi_{\text{ар}}))} = 0.117$$

Допоміжний сталий коефіцієнт a_2 в м

$$a_2 = R - r_{\Pi} = 0.117 - 0.015 = 0.102$$

Допоміжний сталий коефіцієнт χ_1

$$\chi_1 = \frac{(R + \rho)}{a_2} = \frac{0.117 + 7.5 \times 10^{-3}}{0.102} = 1.22$$

Допоміжний сталий коефіцієнт χ_2

$$\chi_2 = \frac{(r_{\text{В}} + \rho)}{a_1} = \frac{5 \times 10^{-3} + 7.5 \times 10^{-3}}{0.016} = 0.789$$

Допоміжний кут ψ в рад

$$\psi = \arccos \left[1 - \frac{h_{\text{шт.мах}} \cdot (r_{\Pi} + 0.5 \cdot h_{\text{шт.мах}} - r_{\text{В}})}{[a_2 \cdot (R - r_{\text{В}})]} \right] = 0.115$$

що складає в $^{\circ}$ повороту розподільного валу $\frac{\psi}{\text{deg}} = 6.582$

Кут повороту кулачка який відповідає шляху проходження роликом штовхача ділянки АВ в рад.

$$\phi_{AB} = \text{atan}\left[\frac{\chi_1 \cdot \sin(\psi)}{(\chi_1 \cdot \cos(\psi) - 1)}\right] = 0.583$$

що складає в ° повороту розподільного валу $\frac{\phi_{AB}}{\text{deg}} = 33.404$

Кут повороту кулачка який відповідає шляху проходження роликом штовхача перехідної ділянки, пов'язаної з наявністю зазору.

$$\phi_{\Delta} = \text{acos}\left[1 - \frac{(R + \rho + 0.5 \cdot \Delta) \cdot \Delta}{[a_2 \cdot (r_{II} + \rho + \Delta)]}\right] = 0$$

що складає в ° повороту розподільного валу $\frac{\phi_{\Delta}}{\text{deg}} = 0$

Розрахунок кінематичних параметрів руху штовхача.

Визначимо поточну величину переміщення штовхача в м

$\phi = 0, k \cdot \text{deg} \dots \phi_{II}$ рад - поточний кут повороту кулачка

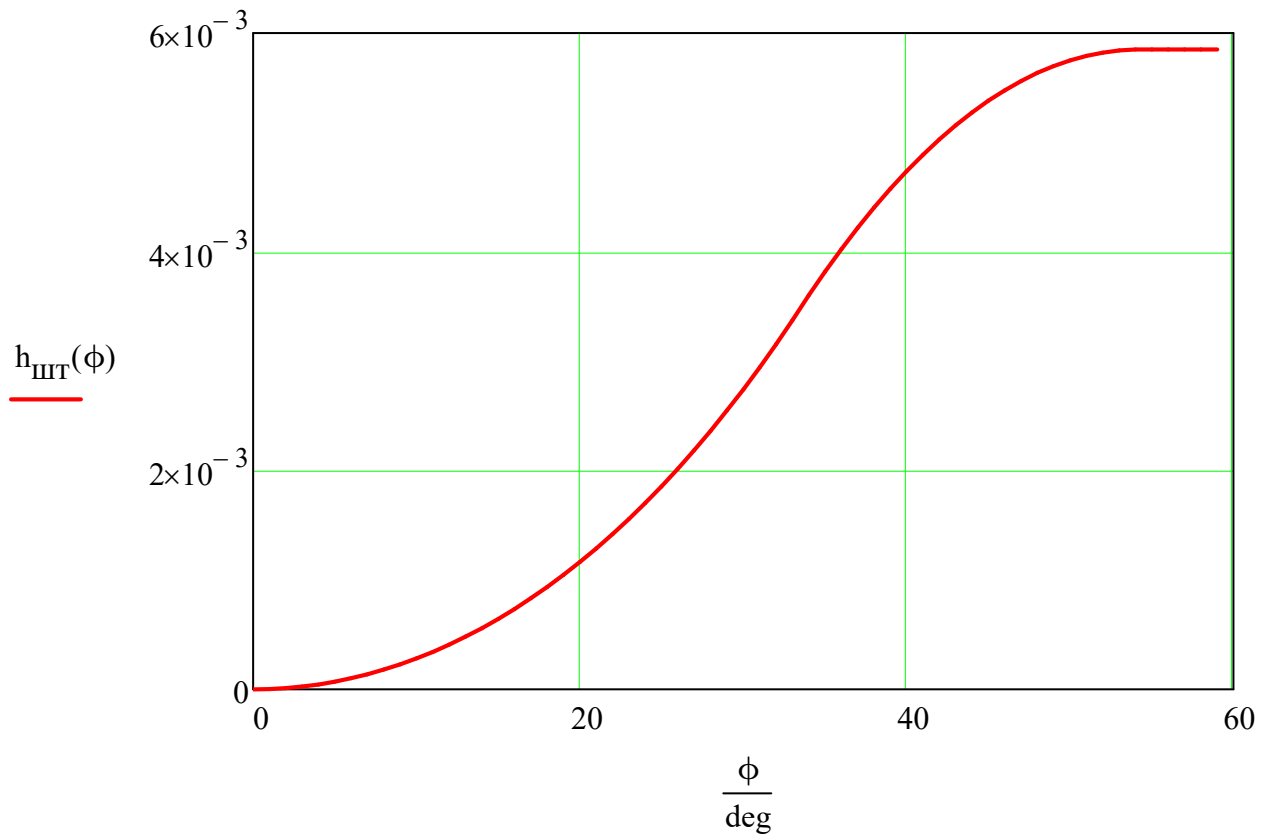
$$h_{\text{шт}}(\phi) = \begin{cases} a_2 \cdot \left(\sqrt{\chi_1^2 - \sin(\phi)^2} - \cos(\phi) \right) - (r_{II} + \rho) - \Delta & \text{if } 0 \leq \phi \leq \phi_{AB} \\ a_1 \cdot \left(\sqrt{\chi_2^2 - \sin(\phi_{ap} - \phi)^2} + \cos(\phi_{ap} - \phi) \right) - (r_{II} + \rho) - \Delta & \text{if } \phi_{AB} < \phi \leq \phi_{ap} \\ h_{\text{шт.max}} - \Delta & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$h_{\text{шт}}(0) = 0 \quad h_{\text{шт}}(0.4) = 1.546 \times 10^{-3} \quad h_{\text{шт}}(0.8) = 5.462 \times 10^{-3}$$

$$h_{\text{шт}}(0.1) = 9.247 \times 10^{-5} \quad h_{\text{шт}}(0.5) = 2.482 \times 10^{-3} \quad h_{\text{шт}}(0.9) = 5.811 \times 10^{-3}$$

$$h_{\text{шт}}(0.2) = 3.731 \times 10^{-4} \quad h_{\text{шт}}(0.6) = 3.685 \times 10^{-3} \quad h_{\text{шт}}(1.0) = 5.85 \times 10^{-3}$$

$$h_{\text{шт}}(0.3) = 8.519 \times 10^{-4} \quad h_{\text{шт}}(0.7) = 4.754 \times 10^{-3} \quad h_{\text{шт}}(\phi_{II}) = 5.85 \times 10^{-3}$$



Визначимо поточну величину швидкості штовхача в м/с

$$v_{\text{шт}}(\phi) = \begin{cases} a_2 \cdot \omega_p \cdot \sin(\phi) \cdot \left(1 - \frac{\cos(\phi)}{\sqrt{\chi_1^2 - \sin(\phi)^2}} \right) & \text{if } 0 \leq \phi \leq \phi_{AB} \\ a_1 \cdot \omega_p \cdot \sin(\phi_{ap} - \phi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\phi_{ap} - \phi)}{\sqrt{\chi_2^2 - \sin(\phi_{ap} - \phi)^2}} \right) & \text{if } \phi_{AB} < \phi \leq \phi_{ap} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$v_{\text{шт}}(0) = 0$$

$$v_{\text{шт}}(0.4) = 2.375$$

$$v_{\text{шт}}(0.8) = 1.548$$

$$v_{\text{шт}}(0.1) = 0.544$$

$$v_{\text{шт}}(0.5) = 3.13$$

$$v_{\text{шт}}(0.9) = 0.494$$

$$v_{\text{шт}}(0.2) = 1.107$$

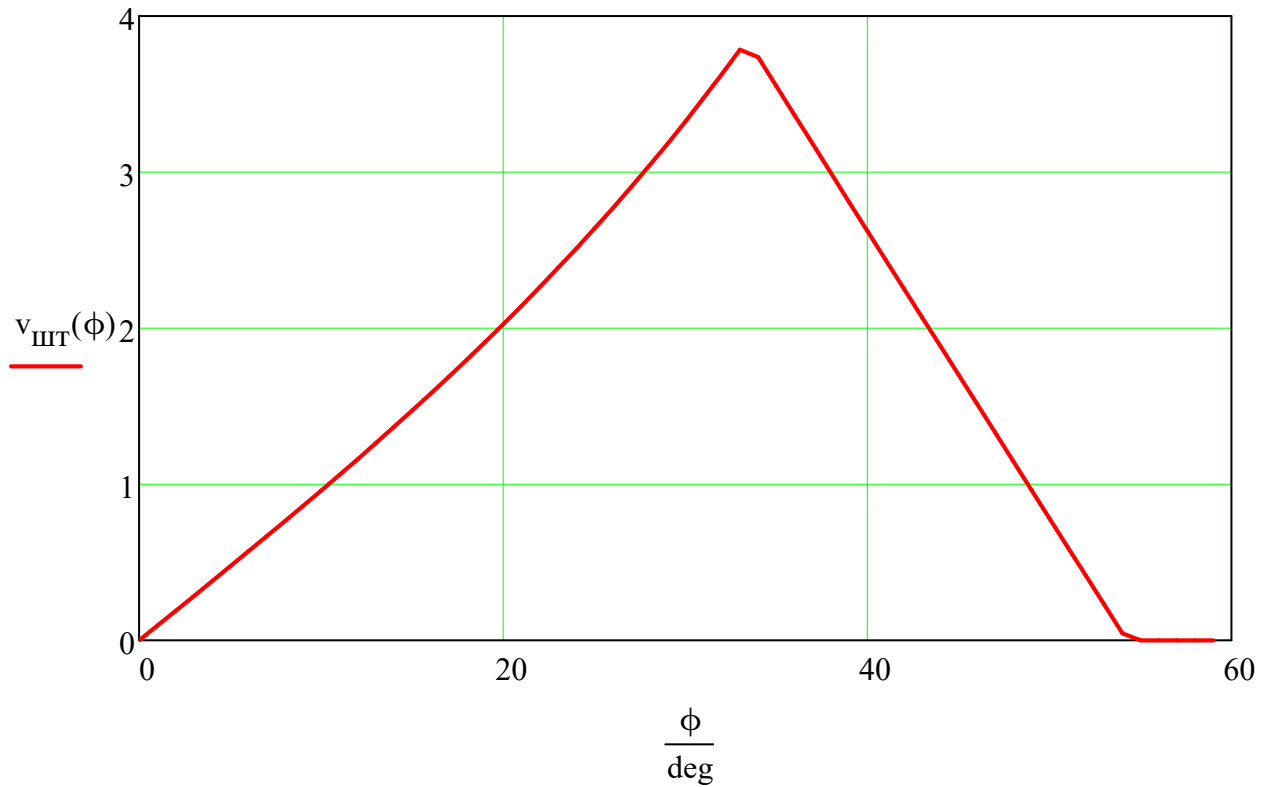
$$v_{\text{шт}}(0.6) = 3.668$$

$$v_{\text{шт}}(1.0) = 0$$

$$v_{\text{шт}}(0.3) = 1.709$$

$$v_{\text{шт}}(0.7) = 2.604$$

$$v_{\text{шт}}(\phi_{\Pi}) = 0$$



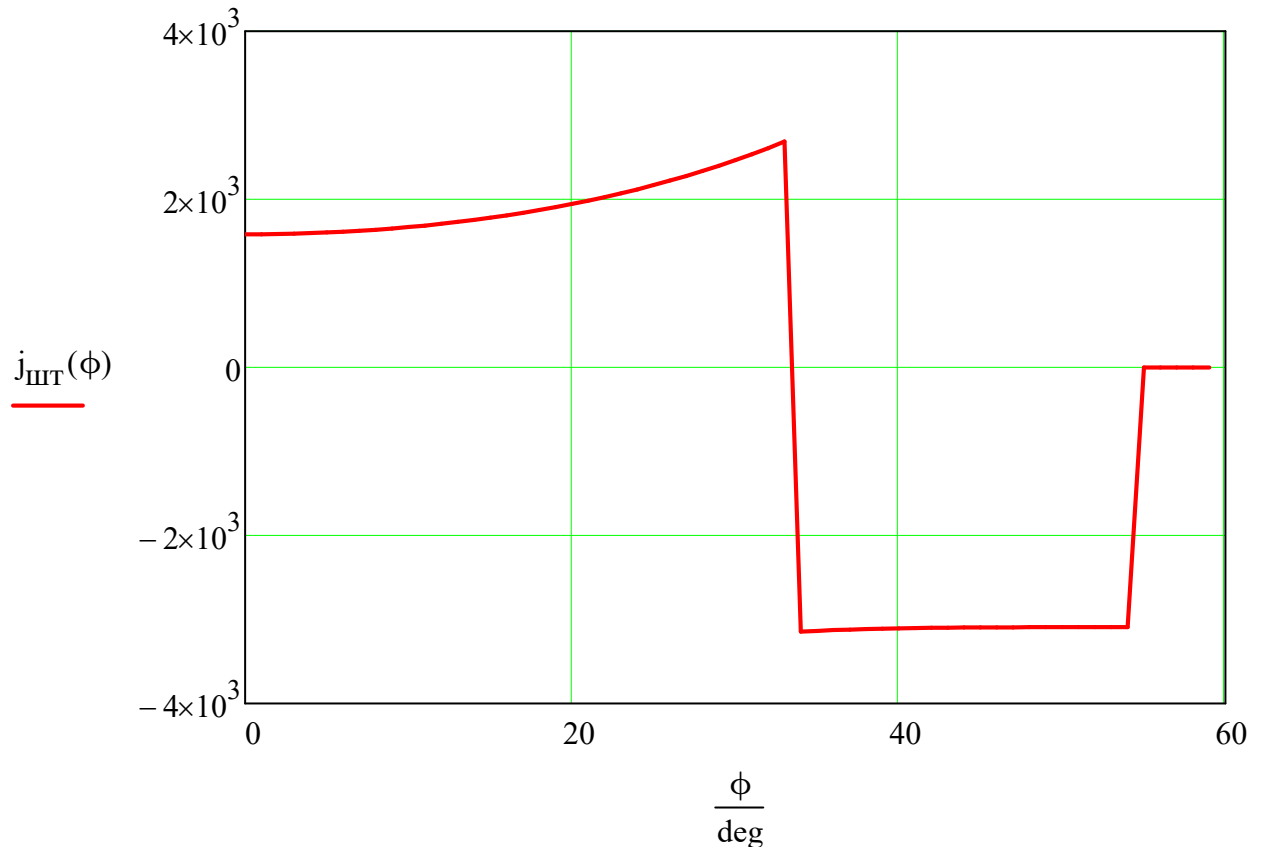
Визначимо максимальну величину швидкості штовхача в $\frac{м}{с}$

$$v_{шт.max} = a_2 \cdot \omega_p \cdot \sin(\phi_{AB}) \cdot \left(1 - \frac{\cos(\phi_{AB})}{\sqrt{\chi_1^2 - \sin(\phi_{AB})^2}} \right) = 3.85$$

Визначимо поточну величину прискорення штовхача в $\frac{м}{с^2}$

$$j_{шт}(\phi) = \begin{cases} a_2 \cdot \omega_p^2 \cdot \left[\cos(\phi) - \frac{(\chi_1^2 \cdot \cos(2 \cdot \phi) + \sin(\phi)^4)}{(\chi_1^2 - \sin(\phi)^2)^{\frac{3}{2}}} \right] & \text{if } 0 \leq \phi \leq \phi_{AB} \\ -a_1 \cdot \omega_p^2 \cdot \left[\cos(\phi_{ap} - \phi) + \frac{\chi_2^2 \cdot \cos[2 \cdot (\phi_{ap} - \phi)] + \sin(\phi_{ap} - \phi)^4}{(\chi_2^2 - \sin(\phi_{ap} - \phi)^2)^{\frac{3}{2}}} \right] & \text{if } \phi_{AB} < \phi \leq \phi_a \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\begin{array}{lll}
j_{\text{шт}}(0) = 1.585 \times 10^3 & j_{\text{шт}}(0.4) = 2.068 \times 10^3 & j_{\text{шт}}(0.8) = -3.093 \times 10^3 \\
j_{\text{шт}}(0.1) = 1.613 \times 10^3 & j_{\text{шт}}(0.5) = 2.379 \times 10^3 & j_{\text{шт}}(0.9) = -3.091 \times 10^3 \\
j_{\text{шт}}(0.2) = 1.698 \times 10^3 & j_{\text{шт}}(0.6) = -3.14 \times 10^3 & j_{\text{шт}}(1.0) = 0 \\
j_{\text{шт}}(0.3) = 1.846 \times 10^3 & j_{\text{шт}}(0.7) = -3.103 \times 10^3 & j_{\text{шт}}(\phi_{\text{п}}) = 0
\end{array}$$



Визначимо граничні величини прискорення штовхача в м/с^2

Мінімальне прискорення штовхача під час руху по першій ділянці

$$j_{1\text{шт.}\min} = a_2 \cdot \omega_p^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{\chi_1}\right) = 0.102 \cdot 293.215^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{1.22}\right) = 1.585 \times 10^3$$

Максимальне прискорення штовхача під час руху по першій ділянці

$$j_{1\text{шт.}\max} = a_2 \cdot \omega_p^2 \cdot \left[\cos(\phi_{AB}) - \frac{(\chi_1^2 \cdot \cos(2 \cdot \phi_{AB}) + \sin(\phi_{AB})^4)}{(\chi_1^2 - \sin(\phi_{AB})^2)^{\frac{3}{2}}} \right] = 2720.107$$

Максимальне прискорення штовхача на другій ділянці руху

$$j_{2.\max} = -a_1 \cdot \omega_p^2 \cdot \left[\cos(\phi_{ap} - \phi_{AB}) \dots + \frac{\chi_2^2 \cdot \cos[2 \cdot (\phi_{ap} - \phi_{AB})] + \sin(\phi_{ap} - \phi_{AB})^4}{\left(\chi_2^2 - \sin(\phi_{ap} - \phi_{AB})^2\right)^{\frac{3}{2}}} \right] = -3.152 \times 10^3$$

Максимальне прискорення штовхача на другій ділянці руху

$$j_{2.\min} = -a_1 \cdot \omega_p^2 \cdot \left[1 + \frac{1}{(\chi_2)} \right] = -0.016 \cdot 293.215^2 \cdot \left(1 + \frac{1}{0.789} \right) = -3.091 \times 10^3$$

Визначимо поточну величину кута тиску штовхача на кулачок в °

$$\theta(\phi) = \frac{\operatorname{atan} \left[\frac{v_{\text{шт}}(\phi)}{(h_{\text{шт}}(\phi) + r_{\Pi} + \rho) \cdot \omega_p} \right]}{\deg}$$

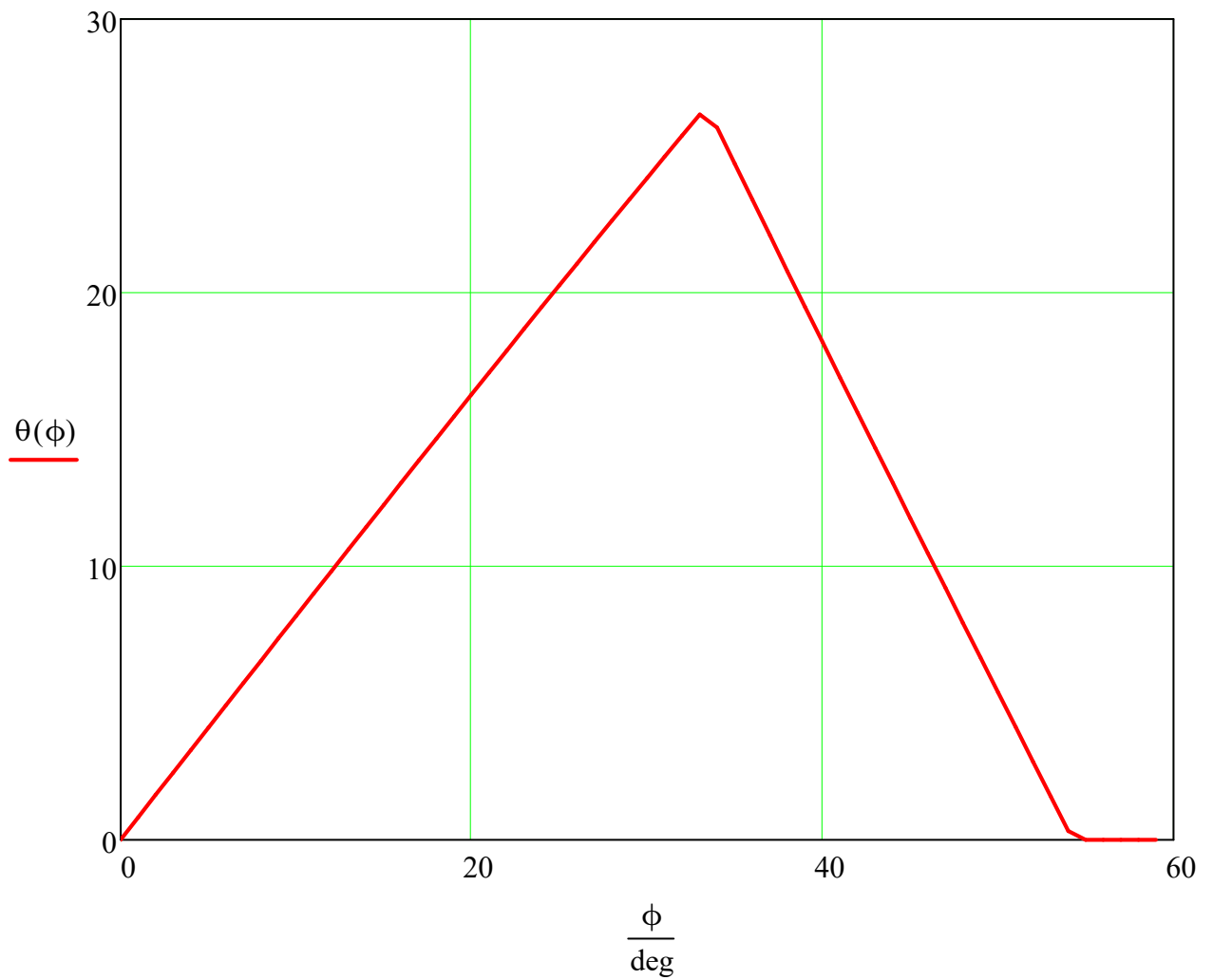
$\theta(0) = 0$	$\theta(0.4) = 18.613$	$\theta(0.8) = 10.692$
$\theta(0.1) = 4.693$	$\theta(0.5) = 23.138$	$\theta(0.9) = 3.404$
$\theta(0.2) = 9.371$	$\theta(0.6) = 25.533$	$\theta(1.0) = 0$
$\theta(0.3) = 14.017$	$\theta(0.7) = 18.049$	$\theta(\phi_{\Pi}) = 0$

Визначимо максимальну величину кута тиску штовхача на кулачок розподільного валу в °

$$\theta_{\max} = \frac{\operatorname{atan} \left[\frac{v_{\text{шт}}(\phi_{AB})}{(h_{\text{шт}}(\phi_{AB}) + r_{\Pi} + \rho) \cdot \omega_p} \right]}{\deg} = 26.822$$

Виходячи з умов надійності та довговічності експлуатації кут тиску $\theta_{\max}$ не повинен перевищувати 35°...45°.

Отримане значення не перевищує допустимого значення.



Визначимо коефіцієнт повноти діаграми переміщення штовхача

$$\eta_{\Pi} = \int_0^{\phi_{\Pi}} \frac{h_{\text{шт}}(\phi) + \Delta}{[h_{\text{шт.max}} \cdot (\phi_{\Pi})]} d\phi = 0.495$$

Виходячи з умов якісного наповнення циліндру коефіцієнт повноти діаграми η_{Π} не повинен бути менше 0.45.

Отримане значення відповідає заданій межі.

3.5 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано особливості будови та роботи механізму газорозподілу а також системи мащення двигуна. Під час розгляду виявлено проблеми зношення пари тертя «коромисло-кулачок» що супроводжується значними тепловими та механічними навантаженнями на різних режимах роботи двигуна.

Запропоновано конструкторське рішення що передбачає встановлення ролику в головну частину коромисла що забезпечує перехід від контакту тертя, до контакту кочення, що в свою чергу забезпечує зменшення питомих навантажень на поверхні деталей що знаходяться в прямому контакті. Розраховано параметри міцності елементів газорозподільного механізму з урахуванням запропонованої новації. Оцінено ефективність запропонованих конструкторських рішень.

					ПННІ НУК 142.44.25.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		79

РОЗДІЛ 4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Загальні положення.

З кожним роком все більшого значення набуває проблема захисту навколишнього середовища від забруднення і відходів, внесених промисловими підприємствами і транспортом. Рішення цієї проблеми носить комплексний характер і жодне з джерел забруднення не повинне бути залишене без уваги.

Значним джерелом забруднення навколишнього середовища є енергетичні установки. Так як їх кількість з кожним роком збільшується, то їхній вплив на навколишнє середовище зростає. Збільшення кількості шкідливих викидів у біосферу пов'язане з ростом споживання енергії. Щорічно в атмосферу з відпрацьованими газами від транспортних і стаціонарних установок потрапляє декілька сотень мільйонів тон. Сильними джерелами забруднення є відпрацьовані гази двигунів внутрішнього згоряння і парогенераторів, скидання палива й мастила, трюмних і баластових вод, відходи після очищення танкерів.

Завдання збереження навколишнього середовища полягає у недопущенні перевищення гранично допустимих концентрацій шкідливих речовин у біосфері. Реалізація цієї мети передбачає дотримання двох основних стратегічних напрямків:

1) Розробка та впровадження технологій замкнутого циклу, що забезпечують утилізацію більшості промислових і побутових відходів, мінімізуючи їхній вплив на довкілля.

2) Ефективне очищення викидів і зниження їхньої токсичності перед надходженням в атмосферу, ґрунт чи гідросферу шляхом застосування сучасних фільтраційних, каталітичних, біологічних та інших систем нейтралізації.

3) Зменшення антропогенного навантаження на екосистеми є важливою умовою сталого розвитку, а впровадження екологічно безпечних технологій - ключовим напрямком у забезпеченні енергетичної безпеки з мінімальним впливом на природу.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
						80
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Забруднення навколишнього середовища, при експлуатації ДВЗ.

4.2.1 Фактори шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Двигуни внутрішнього згоряння є переважаючим типів силових установок в різних галузях народного господарства.

Одним з негативних наслідків роботи ДВЗ є забруднення атмосфери токсичними речовинами, що містяться в відпрацьованих і картерних газах, парах різних експлуатаційних рідин, а також золі і нагарі при очищенні двигуна.

Також відбувається забруднення ґрунту і води різними нафтопродуктами і хімічними речовинами, що застосовується для роботи й обслуговування двигуна.

Суттєве забруднення атмосфери відбувається при запуску і прогріву ДВЗ вихлопними газами в результаті неповного згоряння палива. Проте навіть при надлишку кисню в циліндрах двигуна не відбувається повне згоряння палива. Чим менша повнота згоряння, тим вища концентрація таких токсичних викидів, як окис вуглецю, вуглеводні і частково окислені вуглеводні. Азотні з'єднання, з іншого боку, є результатом вторинних реакцій, що відбуваються у всіх процесах згоряння за участю повітря.

Склад, кількість і властивості відпрацьованих газів визначаються сортом палива й мастил, конструкцією двигуна, умовами експлуатації та багатьма іншими факторами. Основними компонентами вихлопних газів є азот (N), двоокис вуглецю (CO₂) і водяні пари (H₂O), що є нешкідливими для навколишнього середовища. Основної шкоди природі завдають вторинні компоненти. Шкідливі викиди складають приблизно 1- 2 % від вихлопних газів.

Вони складаються з окису вуглецю (CO), окисів азоту (NO_x) і вуглеводів (HC). Ці речовини завдають значної шкоди навколишньому середовищу в цілому і людині зокрема, а також є основними шкідливими факторами, що виникають при експлуатації автомобіля. У зв'язку з цим основні заходи щодо охорони навколишнього середовища повинні бути спрямовані на ліквідацію саме цих факторів.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
						81
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 80$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.273$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 0.97$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.935$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.273 \cdot 80 \cdot 0.97 \cdot 14.935 = 316.395$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{316.395}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{0.97 \cdot 14.935} \right) = 0.094$$

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;

$T_{\text{вг}} = 450$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{450}{273}} = 0.495$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.094}{0.495} = 0.19$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.бд} = 0.273 \cdot 369 = 100.737$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{100.737 \cdot 80}{3600} = 2.239$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.бд} = 0.273 \cdot 21 = 5.733$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{5.733 \cdot 80}{3600} = 0.127$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.бд} = 0.273 \cdot 30 = 8.19$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.19 \cdot 80}{3.6 \times 10^3} = 0.182$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.бд} = 0.273 \cdot 1.5 = 0.41$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{0.41 \cdot 80}{3.6 \times 10^3} = 9.1 \times 10^{-3}$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.бд} = 0.273 \cdot 1.5 = 0.41$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{0.41 \cdot 80}{3.6 \times 10^3} = 9.1 \times 10^{-3}$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 2.239 \\ 0.127 \\ 0.182 \\ 9.1 \times 10^{-3} \\ 9.1 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 2.566$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, при разовому максимальному 20-ти хвилинному викиді токсичних речовин в долях та %

- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{2.239}{2.566} = 0.872 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 87.234$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.127}{2.566} = 0.05 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 4.965$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.182}{2.566} = 0.071 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 7.092$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.009}{2.566} = 0.004 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 0.355$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.009}{2.566} = 0.004 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 0.355$$

4.2.3 Заходи щодо забезпечення захисту навколишнього середовища.

Зниження токсичності відпрацьованих газів бензинових двигунів є одним із ключових напрямів удосконалення конструкції силових агрегатів з метою зменшення негативного впливу автомобільного транспорту на довкілля. Існує три основні підходи до зменшення токсичних викидів, кожен з яких має свої особливості та ефективність залежно від типу двигуна, режимів його роботи та технічних умов експлуатації.

Перший підхід передбачає конструктивні зміни в елементах двигуна, які безпосередньо впливають на процес сумішоутворення. Зокрема, йдеться про впровадження альтернативних способів утворення паливо-повітряної суміші, оптимізацію геометрії камери згоряння, а також зміну форми поршнів для покращення газодинамічних характеристик. Такі конструктивні удосконалення дозволяють забезпечити більш повне згоряння палива, зменшуючи утворення шкідливих продуктів неповного окислення.

Другий підхід полягає у регулюванні та коригуванні процесу сумішоутворення, що передбачає вдосконалення системи подачі палива. Перехід від карбюраторної системи до електронно керованого впорску палива є одним із найбільш ефективних рішень у цьому напрямку. Таке технічне рішення дозволяє суттєво зменшити вміст окису вуглецю (CO) у вихлопних газах - з 4,4% до 1%, а також знизити кількість незгорілих вуглеводнів (HC) у 3,5 рази. Додатковим заходом щодо зниження токсичності є припинення подачі палива до циліндрів під час руху автомобіля накатом або гальмування двигуном. У середньому такі режими складають близько 18–25% часу роботи автомобіля, і реалізація цього режиму дозволяє повністю уникнути викидів у зазначені проміжки часу. Важливо відзначити, що в запропонованій системі повністю відсутній карбюратор - джерело значних втрат палива внаслідок випаровування, що також сприяє зниженню загального рівня викидів.

Третій підхід полягає у вторинній обробці вихлопних газів після їх виходу з двигуна.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
						85
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Це є ключовим елементом сучасних систем нейтралізації токсичних компонентів і може здійснюватися кількома способами:

Термічна нейтралізація - ґрунтується на процесі догорання залишкових продуктів неповного згоряння палива. У результаті досягається додаткове окислення монооксиду вуглецю (CO) та вуглеводнів (HC) до діоксиду вуглецю (CO₂) та води (H₂O), а також сірковмісних сполук (SO₂ → SO₃). Проте даний метод практично не впливає на зниження концентрації оксидів азоту (NO_x), що обмежує його універсальність.

Рідинна нейтралізація - базується на розчиненні і хімічному зв'язуванні токсичних компонентів шляхом пропускання відпрацьованих газів через спеціальну рідину. Крім нейтралізації шкідливих речовин, така система також виконує функцію гасіння розпечених твердих частинок і зменшення шуму вихлопу. Цей метод здебільшого застосовується на великогабаритних дизельних двигунах, зважаючи на його габаритні та енергетичні характеристики.

Каталітична нейтралізація - є найпоширенішим методом очищення відпрацьованих газів у сучасних бензинових двигунах. Цей спосіб забезпечує ефективне догорання монооксиду вуглецю (CO) та вуглеводнів (HC), а також хімічне перетворення оксидів азоту (NO_x) на безпечні компоненти - молекулярний азот (N₂) та кисень (O₂).

Процес відбувається за прискоренням окисно-відновних реакцій, що каталізуються шляхом застосування благородних металів (платини, родію, паладію) або оксидів металів (міді, нікелю, хрому, заліза тощо). Каталітичні нейтралізатори мають високу ефективність та стабільність при тривалій експлуатації, однак вимагають дотримання температурного режиму та якості пального.

Загалом, ефективне зниження рівня токсичних викидів вимагає комплексного підходу, що включає вдосконалення конструкції двигуна, оптимізацію режимів його роботи та застосування сучасних систем обробки вихлопних газів. Це дозволяє не лише досягти відповідності сучасним екологічним стандартам, а й підвищити загальну ефективність роботи силової установки.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		86

4.3 Охорона праці при експлуатації та обслуговуванні двигуна.

4.3.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Під час роботи двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), а також супутніх систем і механізмів, що забезпечують його функціонування, виникає низка виробничих факторів, які можуть становити небезпеку для життя і здоров'я обслуговуючого персоналу.

Згідно з вимогами ДСТ 12.0.003–83, до основних небезпечних і шкідливих виробничих чинників, характерних для експлуатації двигуна, належать:

Пари палива та моторної оливи — під час експлуатації двигуна внутрішнього згоряння у повітря робочої зони потрапляють випаровування пального (дизеля або бензину) та моторної оливи, які є леткими органічними сполуками. Вони мають виражений токсичний вплив на організм людини, насамперед на дихальну систему. При короткочасному впливі можуть викликати подразнення слизової оболонки носа, горла та очей, а при тривалому або регулярному вдиханні — спричинити розвиток хронічних захворювань легень, бронхітів, астматичних станів, алергічних реакцій та загального отруєння організму. Особливо небезпечним є потрапляння парів бензину до замкнених або недостатньо вентильованих приміщень, де концентрація токсичних речовин може швидко перевищити допустимі санітарні норми, створюючи додаткову загрозу вибуху чи займання.

Термічні опіки, які можуть виникати в результаті прямого контакту відкритих ділянок шкіри з гарячими деталями двигуна, такими як випускний колектор, головка блоку циліндрів, глушник або елементи системи охолодження. Температура поверхні цих частин під час роботи двигуна може сягати 300–600 °С, що при навіть короткочасному контакті призводить до серйозних опіків II–III ступеня. Додаткову небезпеку становлять краплі гарячої оливи чи пального, які можуть потрапити на шкіру під час ремонту або обслуговування. Ризик підвищується при відсутності належних засобів індивідуального захисту, таких як термостійкі рукавиці, спецодяг або захисні екрани.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		87

Акустичне навантаження (шум) — під час роботи двигуна та допоміжних агрегатів виникає широкий спектр звукових коливань, що охоплюють частоти від декількох герц до десятків кілогерц. Джерелами шуму є механічне тертя між деталями, згоряння паливної суміші, коливання елементів системи випуску відпрацьованих газів, а також вібрації корпусу. Рівень шуму може перевищувати 90–100 дБ, що суттєво перевищує допустимі норми тривалого впливу на людину. Наслідками постійного акустичного навантаження є не лише тимчасове або постійне зниження слуху (нейросенсорна туговухість), а й загальне погіршення самопочуття: швидка стомлюваність, головний біль, зниження концентрації уваги, розлади сну та підвищений рівень стресу.

Вібрація, яка передається на корпус машини, елементи керування або безпосередньо на тіло оператора через опорні поверхні та інструменти. Основним джерелом вібрації є динамічна невідновженість обертальних і зворотно-поступальних мас, зокрема колінчастого вала, поршневої групи та маховика. Довготривалий вплив вібрації викликає порушення кровообігу, нервово-м'язової координації, зниження чутливості в кінцівках, а також розвиток професійного захворювання — вібраційної хвороби. Ураження можуть зачіпати серцево-судинну систему, опорно-руховий апарат і навіть центральну нервову систему. Крім того, вібрація сприяє прискореному зношуванню технічних вузлів, що додатково підвищує небезпеку аварійних ситуацій.

4.3.2 Заходи з охорони праці під час експлуатації та обслуговування двигуна

Для забезпечення безпечних умов праці при експлуатації та технічному обслуговуванні ДВЗ необхідно реалізовувати низку організаційно-технічних заходів, спрямованих на зниження рівня дії шкідливих факторів.

Згідно з нормативами СНІП 245–71, допустима гранична концентрація оксиду вуглецю у повітрі робочої зони не повинна перевищувати 20 мг/м³. З огляду на те, що при роботі двигуна виділяється значна кількість шкідливих газів - продуктів неповного згоряння палива та моторної оливи, - виробниче приміщення обов'язково повинно бути обладнане ефективною вентиляційною системою (природною або примусовою). Для запобігання термічним травмам всі гарячі поверхні двигуна повинні бути закриті захисними кожухами або оброблені теплоізоляційними матеріалами, які знижують тепловіддачу до безпечного рівня.

Для зменшення шумового навантаження передбачено використання:

глушників різних конструкцій (щілинні, камерні, інерційні тощо), які знижують рівень звуку на 10–12 дБ;

звукоізолювальних кожухів, боксів або акустичних кабін, що додатково знижують рівень шуму ще на 10–20 дБ;

конструктивних рішень, спрямованих на зменшення механічного шуму (зменшення зазорів, шумопоглинальні покриття).

Важливим елементом захисту є також індивідуальні засоби захисту від шуму: протишумові навушники, вставні вушні пробки, герметичні каски або звукоізолювальні кабінки з дистанційним керуванням двигуном. Залежно від типу шуму та конструкції захисних засобів, рівень звуку, що сприймається людиною, може зменшитися на 15–25 дБ.

Для зменшення рівня вібрації застосовуються:

добір поршнів і шатунів за вагою (балансування);

встановлення динамічно збалансованого маховика;

додаткові противаги на колінчастому валу;

установка віброгасників або демпферів в зонах підвищеної вібрації.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
						89
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім зазначених технічних заходів, у виробничих приміщеннях із наявністю ДВЗ або під час його ремонту важливо враховувати додаткові небезпеки, зокрема:

Пожежна небезпека виникає передусім унаслідок використання легкозаймистих рідин, таких як бензин, дизельне паливо, моторні мастила, а також через несправність електрообладнання, запірної арматури або наявності відкритих джерел полум'я. Не менш небезпечним є й самозаймання промаслених матеріалів, при недотриманні умов зберігання. З метою запобігання виникненню пожеж необхідно суворо дотримуватися вимог чинних нормативних документів з пожежної безпеки, забезпечити регулярний технічний огляд обладнання, застосовувати іскробезпечні інструменти, та мати первинні засоби пожежогасіння.

Електробезпека є ще одним вагомим фактором ризику. Вона може бути спричинена порушенням правил монтажу електрообладнання, експлуатацією несправних електропристроїв, а також недотриманням вимог щодо умов їхньої безпечної роботи. Важливо проводити регулярний технічний контроль електромережі, уникати перевантажень і забезпечити надійне заземлення.

Недостатнє освітлення робочої зони негативно впливає на працездатність персоналу, підвищує втому, знижує точність виконання операцій і значно збільшує ризик виробничого травматизму. Освітленість має відповідати вимогам чинних нормативів, зокрема ДБН В.2.5-28:2018, які регламентують рівень освітлення для різних типів приміщень і технологічних процесів.

Неякісна вентиляція, зокрема її відсутність або недостатня ефективність, також становить серйозну загрозу. У випадку роботи двигуна в закритому приміщенні без належного повітрообміну відбувається швидке накопичення токсичних речовин, таких як оксиди вуглецю, азоту, сірки тощо, що створює небезпеку отруєння для працівників.

Застосування вищенаведених організаційно-технічних заходів дозволяє не лише знизити ризики виникнення надзвичайних ситуацій, але й забезпечити належний рівень охорони праці, зменшити ймовірність професійних захворювань та травматизму, а також привести умови експлуатації двигуна у відповідність до сучасних вимог безпеки.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		90

4.3.3 Розрахунок рівня шуму проектного двигуна

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

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $n_H = 4500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 80 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектного двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(4.5 \times 10^3 + 80^{0.55}) = 36.543$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{2.2 \times 10^3}{4.5 \times 10^3}\right) = -9.324$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 36.543 + -9.324 = 81.219$$

Враховуючи не менш шкідливий вплив вібрації, СНіП встановлює обмеження по її величині і на її величину. Допустимі норми по вібрації наведені в таблиці.

4.3.4 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

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

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $m = 181$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{4.5 \times 10^3}{60} = 75 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі};$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 4.5 \times 10^3 \cdot 80^{0.55} \cdot \frac{1 + 80}{181} = 2.242 \times 10^4$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{2.2 \times 10^3}{4.5 \times 10^3} \right) = -9.324$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{4.5 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{181}{80} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{2.242 \times 10^4}{1} + -9.324 \right) = 87.505$$

4.4 Висновки по розділу

Вплив токсичних компонентів відпрацьованих газів на навколишнє середовище доволі негативний. Розрахунок параметрів викидів показав наявність токсичних компонентів у складі відпрацьованих газів з групи речовин що відносяться до небезпечних. Тому запропоновані заходи щодо знешкодження їх шкідливого впливу мають допомогти в цьому.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектованого двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі було вирішено завдання щодо підвищення надійності роботи автомобільного двигуна, номінальною потужністю 45 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 7,2/6,7, за рахунок вдосконалення приводу клапанів.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є легковий автомобіль вітчизняного виробництва «Таврія». Було розглянуто будову двигуна прототипу, а також принципи функціонування його систем та механізмів.

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

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано особливості будови та роботи механізму газорозподілу а також системи мащення двигуна. Під час розгляду виявлено проблеми зношення пари тертя «коромисло-кулачок» пов'язані з значними тепловими та механічними навантаженнями на різних режимах роботи двигуна. Запропоновано конструкторське рішення що передбачає встановлення ролику в головну частину коромисла що забезпечує перехід від контакту тертя, до контакту кочення, що забезпечує зменшення питомих навантажень на поверхні деталей що знаходяться в контакті. Розраховано параметри міцності елементів газорозподільного механізму з урахуванням запропонованої новації. Оцінено ефективність запропонованих конструкторських рішень.

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

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.10.ПЗ	Аркуш
						93
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Доценко С.М., Бельский Ф.В., Гірікович В.С., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми бензинового двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2010 р. – 36 с.

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

3. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с., ил.

4. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждбаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.

5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.

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

7. Система стандартів безпеки праці