

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

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ *А. Сер* _____
«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення ефективності роботи дизельного двигуна, потужністю 60 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Прототип 4Ч 9,8/12,8.

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22

_____ *ПА* _____ **Петренко В.М.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

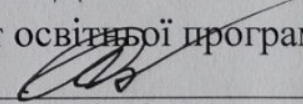
Первомайськ - 2026 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Петренко Володимиру Максимовичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективності роботи дизельного двигуна, потужністю 60 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива. Прототип 4Ч 9,8/12,8».

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.26 за № 7.

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

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

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

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення системи подачі палива.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

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

3. Схема системи подачі палива (ПС) 4. Форсунка (СК)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «12» січня 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

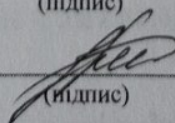
Студент



(підпис)

Петренко В.М.

Керівник роботи



(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, запропоновано рішення щодо підвищення ефективності роботи дизельного двигуна потужністю 60 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 9,8/12,8 (Д-3900), за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є автотранспортувач, а також 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 у кривошипно-шатунному механізмі двигуна, та складових зовнішнього теплового балансу.

Описано штатну систему подачі палива та розглянуто її переваги й недоліки. Виявлено обмежену ефективність механічної системи подачі палива для точного регулювання циклової порції. Запропоновано модернізовану систему подачі палива на базі акумуляторної системи Common Rail із можливістю регулювання тиску у паливній рампі як засобу контролю циклової порції. Визначено діапазони зміни та похибки вимірюваних параметрів запропонованої системи. Розраховано геометричні та витратні параметри акумуляторної системи подачі палива

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

Ключові слова: дизель, робочий цикл, система подачі палива, Common Rail, циклова порція, тиск у рампі, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the efficiency of a 60 kW diesel engine, based on the 4Ch 9.8/12.8 (D-3900) prototype, by enhancing the fuel supply system.

The installation object of the engine, a forklift, is described, and the design features and operation of the prototype engine are analyzed.

The parameters of the engine working cycle were calculated, based on which theoretical and actual indicator diagrams were constructed. The magnitudes of forces and moments acting in the crank–connecting rod mechanism of the engine, as well as the components of the external thermal balance, were determined.

The standard fuel supply system is described, and its advantages and disadvantages are considered. The limited efficiency of the mechanical fuel supply system for precise control of the cycle fuel quantity was identified. A modernized fuel supply system based on a Common Rail accumulator system with the ability to regulate pressure in the fuel rail as a means of controlling the cycle fuel quantity is proposed. The geometric and flow parameters of the accumulator fuel supply system were calculated. The ranges of variation and measurement errors of the proposed system parameters were determined.

Environmental issues related to the operation of the designed engine are discussed. Quantitative indicators of toxic emissions were determined. The main hazards during maintenance and operation were analyzed, and measures to prevent them were proposed. Noise and vibration levels of the engine were calculated.

Keywords: diesel, working cycle, fuel supply system, Common Rail, cycle fuel quantity, rail pressure, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	12
1.3 Висновки по розділу	22
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	23
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	23
2.2. Побудова індикаторної діаграми	33
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	40
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	48
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	55
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА	57
3.1. Опис будови та визначення параметрів системи Common Rail	57
3.2. Розрахунок параметрів паливної апаратури	62
3.3 Обґрунтування вибору та принцип роботи пропонованої системи подачі палива	74
3.4 Особливості роботи запропонованої системи на різних режимах експлуатації	77
3.5 Очікуваний ефект від впровадження пропонованої системи подачі палива	78
3.6 Висновки по розділу	79
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	81
4.1. Захист навколишнього середовища	81
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	87

4.3 Висновок по розділу	91
ВИСНОВКИ	92
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	93
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація автонавантажувач	
Додаток 2 Специфікація двигун 4Ч 9,8/12,8	
Додаток 3 Специфікація форсунка	

ВСТУП

Переважним видом енергетичних установок на наземному та водному транспорті залишаються поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), більшість з яких працює на рідкому нафтовому паливі різного фракційного складу. Ефективність роботи цих двигунів значною мірою визначається характеристиками системи подачі палива, яка впливає на формування суміші, процес згоряння та питому витрату палива.

Сучасні тенденції розвитку дизельних двигунів спрямовані на зниження питомої витрати палива та підвищення їхньої економічності. Це досягається завдяки вдосконаленню конструкції двигунів, використанню вискоелективних систем впорскування та оптимізації режимів роботи.

Незважаючи на це, у багатьох існуючих двигунах питома витрата палива залишається значною, що створює економічні та екологічні проблеми, особливо за умов зростання вартості дизельного палива та підвищених екологічних вимог.

Одним із перспективних напрямів підвищення ефективності ДВЗ є вдосконалення системи подачі палива. Оптимізація режимів впорскування, зменшення втрат при транспортуванні палива, точне дозування та покращення розпилення сприяють підвищенню потужності двигуна, зменшенню витрат палива та зниженню токсичності вихлопних газів. Особливо актуальним це є для двигунів середньої потужності, таких як дизельний двигун Д-3900.

Вирішення описаної проблеми забезпечить підвищення ефективності роботи двигуна через модернізацію системи подачі палива, що дозволяє регулювати циклову порцію не лише за часом впорскування, а й за тиском у паливній рампі.

Це створює умови для безпечної та економічної експлуатації двигуна, що і визначає **актуальність даної роботи**.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо підвищення ефективності експлуатації дизельного двигуна потужністю 60 кВт, спроектованого на базі двигуна прототипу 4Ч 9,8/12,8, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Завдання, які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову і призначення дизельного двигуна та його основних систем;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу 4Ч 9,8/12,8, а також з принципами роботи його систем і механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил і моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати та описати систему подачі палива штатного двигуна, виявити її переваги та недоліки, оцінити ефективність роботи елементів паливної апаратури, що встановлюються заводом-виробником, та надати рекомендації щодо вдосконалення системи подачі палива з метою підвищення ефективності роботи двигуна;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, 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 пояснювальної записки та на слайдах.

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

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем, пов'язаних з підвищенням ефективності системи подачі палива дизельного двигуна за рахунок її вдосконалення та оптимізації роботи основних елементів паливної апаратури.

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

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

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

Дизельний болгарський автонавантажувач Балканкар «Рекорд-2» (Balkancar Record 2) є універсальною вантажно-підйомною машиною. Він призначений для виконання широкого спектра вантажно-розвантажувальних робіт з різними видами вантажів, а також для їх транспортування на незначні відстані у тарі або на піддонах.

Даний дизельний автонавантажувач переважно експлуатується на майданчиках з твердим та рівним покриттям, таким як асфальт або бетон, а також у добре вентильованих складських приміщеннях і виробничих цехах. Крім того, він широко застосовується для виконання вантажно-розвантажувальних операцій на залізничних станціях, у морських портах, на будівельних об'єктах та інших пунктах перевантаження вантажів.



Рис. 1.1 – Автонавантажувач Балканкар «Рекорд-2»

Дизельний навантажувач Балканкар є надійною та економічно доцільною машиною, що відзначається відносно невисокою вартістю та високою надійністю в експлуатації. Конструкція навантажувача є технічно простою, що забезпечує зручність обслуговування та експлуатації. Машина характеризується високими експлуатаційними й технічними показниками, а також достатньою довговічністю та стабільністю роботи.

Автонавантажувач «Балканкар» призначений для експлуатації в умовах помірного клімату при температурі навколишнього середовища від -25°C до $+35^{\circ}\text{C}$. Основні технічні характеристики навантажувача наведені нижче.

Основні технічні характеристики дизельного навантажувача Балканкар наведені в таблиці та дають змогу оцінити його експлуатаційні можливості, відповідність умовам роботи, а також параметри силової установки, що є базовими для подальшого аналізу та вдосконалення системи подачі палива дизеля.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики автовантажника «Рекорд-2»

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

1.2 Опис конструкції двигуна-прототипу.

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

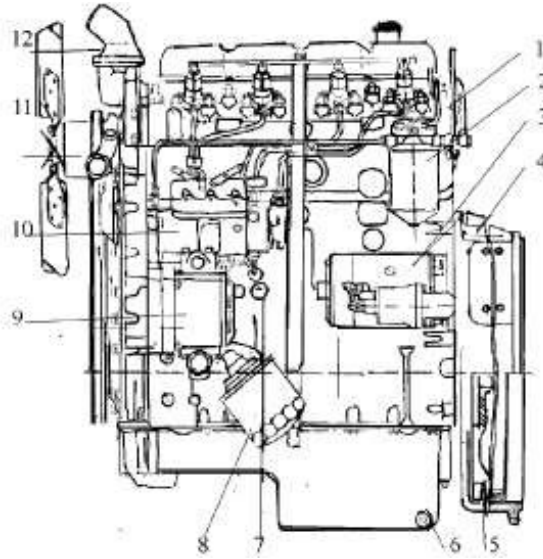


Рис. 1.2 – Двигун Д3900К - вид з боку паливного насоса

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

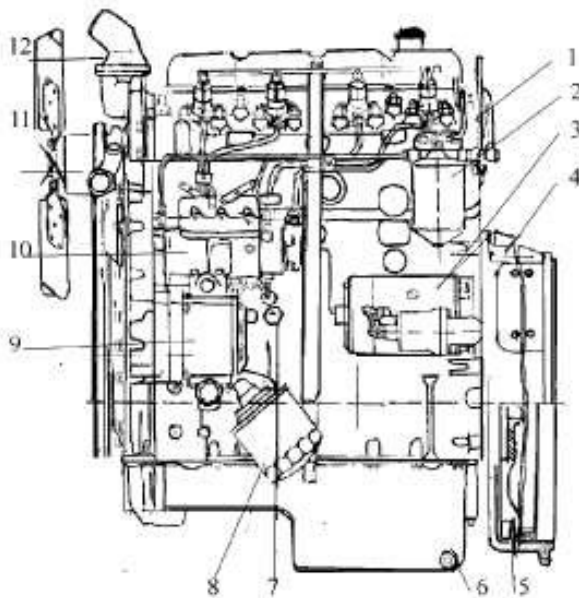


Рис. 1.3 – Двигун Д3900К - вид з протилежного боку

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

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

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

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

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

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

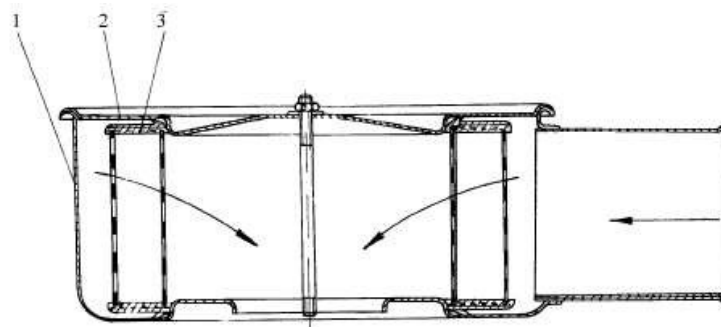


Рис. 1.4 – Повітряний фільтр сухого типу

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

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

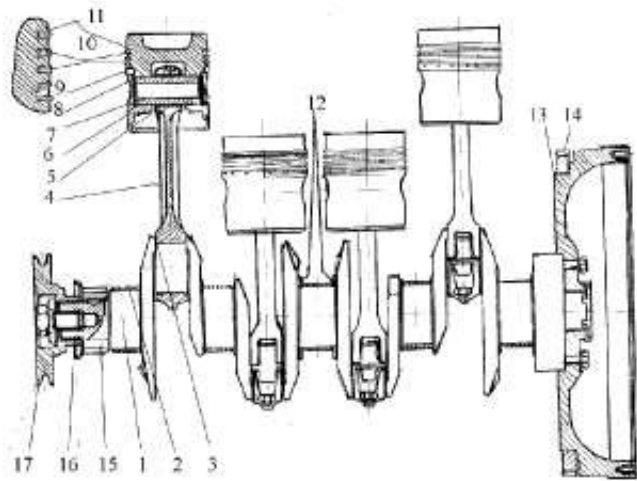


Рис. 1.5 – Кривошипно-шатунний механізм

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

Поршнєві кільця встановлюються в канавки. Три компресійних і одному маслосборному встановлюються у кожну в поршні. Поршнєві кільця виготовлені зі спеціального чавуну. Перше компресійне кільце хромоване. Друге і третє кільця монтуються позначенням «ТОР» вгору. Кільця без позначення монтуються внутрішнім запличиком до днища поршня. При монтажі поршневих кілець вони встановлюються розрізами на 180° один до одного в вертикальній рівнині, що проходить через вісь поршневого пальця.

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

Шатуни виготовляються з високоякісної конструкційної сталі. У верхній головці шатуна запресована втулка підшипника. Канали в шатуні і його кришці, оберігають вкладиші підшипників від зсуву, знаходяться з однієї і тієї ж сторони.

Колінчастий вал штампований з високоякісної конструкційної сталі. Корінні і шатунні шийки загартовані. Подача масла до корінних підшипників здійснюється через спеціальні отвори в блоці циліндрів. Змащування шатунних підшипників здійснюється через отвори в колінчастому валі, що зв'язують корінні і шатунні шийки.

Маркований зубець на шліцах колінчастого валу повинен збігатися з маркованою впадиною на шліцах пасових шківів. Аксиальне зміщення колінчастого валу обмежується упорним підшипником середньої корінної шийки.

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

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

Механізм газорозподілу складається з розподільного валу, штовхачів, штанг, вузла коромисел, клапанів і клапанних пружин. Розподільчий вал вилитий з високоякісного легированого чавуну. На розподільному валу виготовлені кулачки для впускних і випускних клапанів - по одному для кожного циліндра. Між кулачками клапанів третього і четвертого циліндрів знаходиться ексцентрик приводу паливного насоса низького тиску. В переднім кінці розподільного валу встановлена шестерня. Осьова фіксація валу здійснюється упорною шайбою, що знаходиться між маточиною шестерні і першою підшипниковою шийкою валу. Контргайка притиснута картером розподільчої передачі до свого сидла в блоці циліндрів і зафіксована проти зміщення штифтом.

При обертанні розподільного валу за допомогою кулачків, штовхачів, штанг і коромисел долається опір клапанних пружин, і впускні клапани відкриваються в точно визначений момент на необхідний час. Оптимальні зазори, необхідні для нормальної безшумної роботи вузла коромисел, встановлюються за допомогою регулювальних гвинтів коромисел. За допомогою шестеренної передачі обертання від колінчастого валу отримують розподільний вал, паливний насос високого тиску.

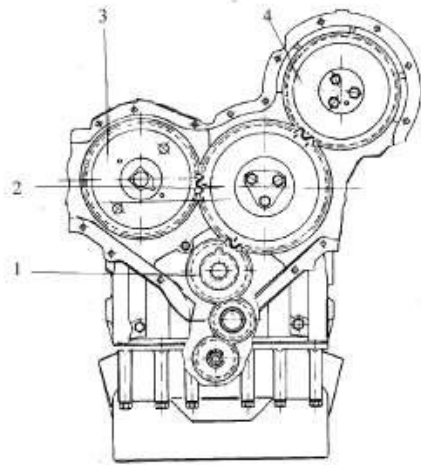


Рис. 1.6 – Привід розподільного валу

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

На шестірні колінчастого валу, паразитній шестірні, шестірні паливного насоса високого тиску і шестірні розподільного валу нанесені спеціальні маркування. Дотримання маркувань при зачепленні шестерень забезпечує синхронну роботу кривошипно-шатунного механізму, паливного насоса високого тиску і механізму газорозподілу. Шестеренна передача розміщена в картері на блоці циліндрів. Між кришкою картера і колінчастим валом встановлено манжетне ущільнення. Центрування двигуна проводиться поворотом колінчастого валу до установки першого поршня в ВМТ - такт стиснення. У такому положенні маркування на шестернях повинні збігатися.

Система змащення забезпечує оптимальне змащування, охолодження тертьових деталей двигуна і очищає їх від продуктів зносу і забруднення. Система мащення – комбінованого типу: до основних вузлів тертя масло подається під тиском, до інших – розбризкуванням.

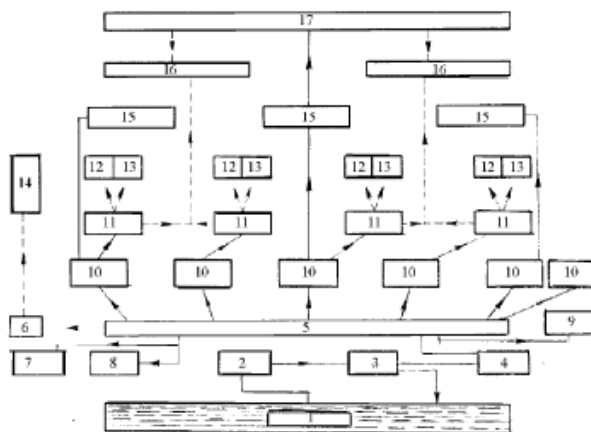


Рис. 1.7 – Схема системи змащення

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

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

Масляний насос - шестеренного типу. Редукційний клапан спрацьовує при тиску 0,35-0,45 МПа. Масляний фільтр тонкого очищення – повнопотокoвий, з паперовим фільтруючим елементом. У фільтр встановлений клапан, що відкривається при засміченні фільтруючого елемента. У систему вмонтований датчик, що стежить за тиском масла.

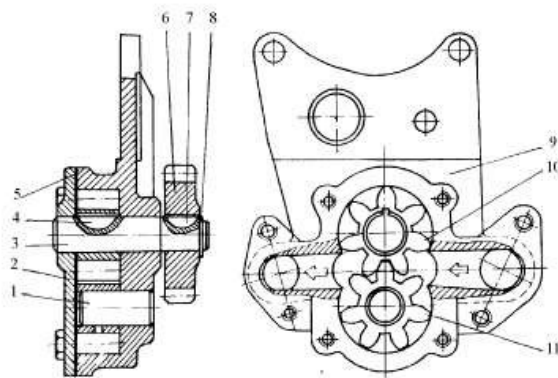


Рис. 1.8 – Масляний насос

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

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

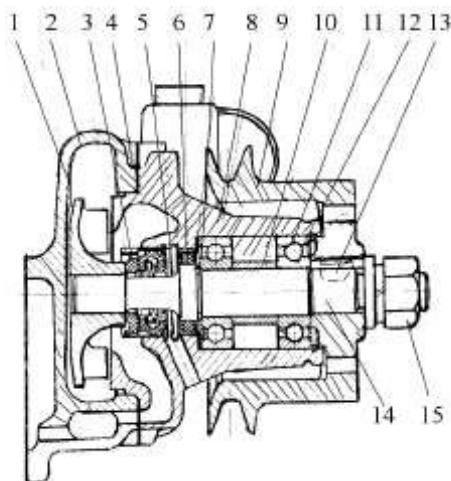


Рис. 1.9 – Водяний насос

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

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

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

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

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

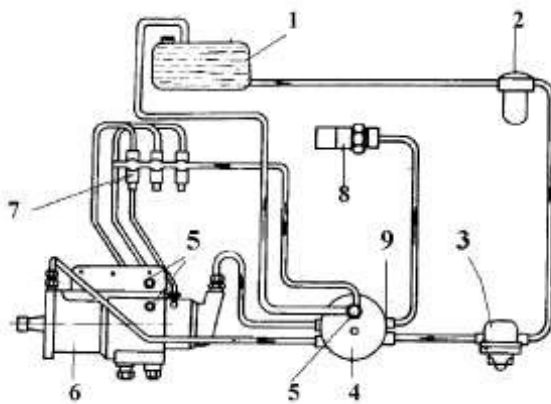


Рис. 1.10 Схема системи живлення

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

Паливний насос низького тиску, мембранного типу, змонтований з правого боку блоку циліндрів. Він приводиться в дію за допомогою ексцентрика розподільного валу.

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

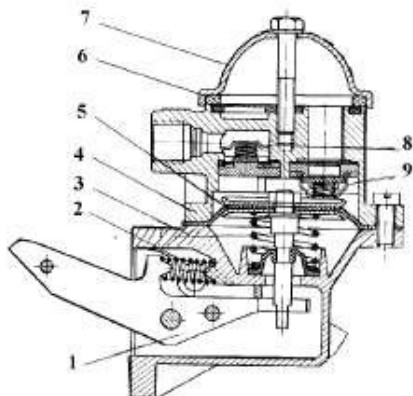


Рис. 1.11 – Паливний насос низького тиску

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

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

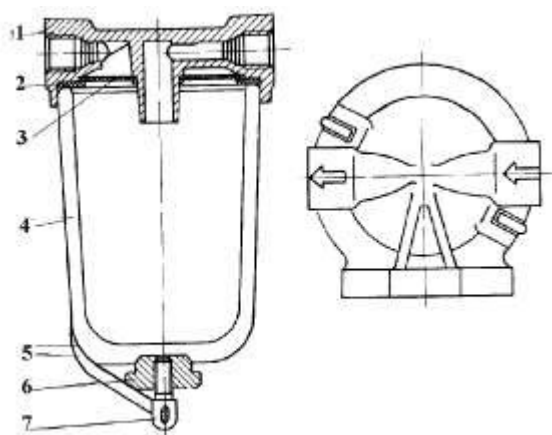


Рис. 1.12 – Фільтр-відстійник

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

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

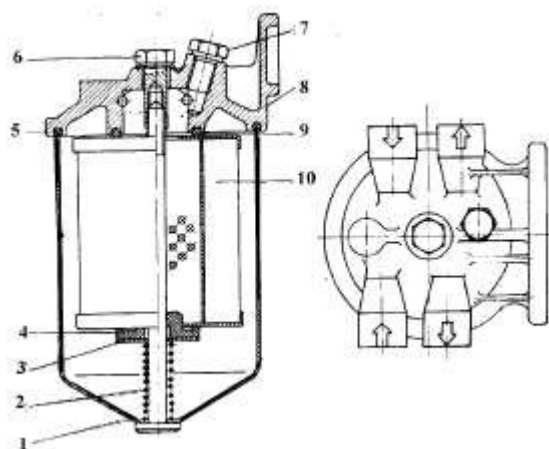


Рис. 1.13 – Паливний фільтр

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

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

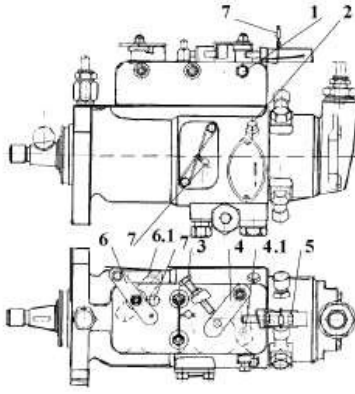


Рис. 1.14 – Паливний насос високого тиску

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

Нагнітання палива здійснюється прецизійною парою (втулка-плунжер). Зупинка двигуна проводиться поворотом дозуючого клапана в положення, при якому подача палива зупиняється. Момент початку уприскування визначається автоматично регулятором, вбудованим в насос.

Форсунки здійснюють впорскування палива в циліндри двигуна.

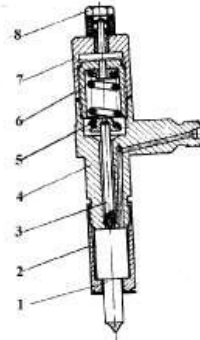


Рис. 1.15 – Форсунка

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

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

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

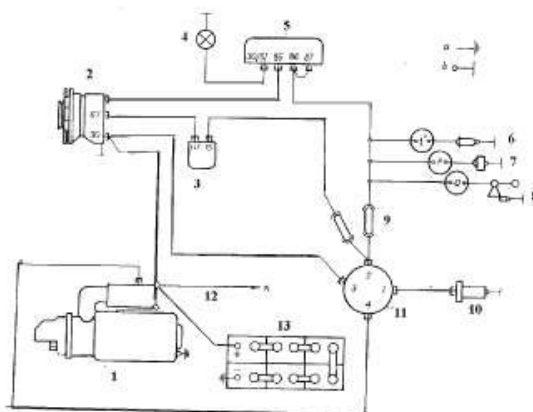


Рис. 1.16 – Електрична схема з генератором Г-221

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

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

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

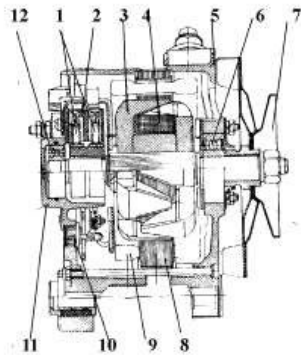


Рис. 1.17 – Генератор Г 221

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

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

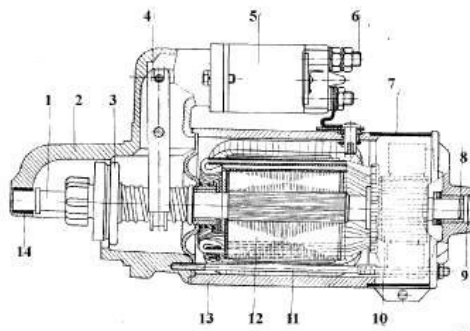


Рис. 1.18 – Стартер

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

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

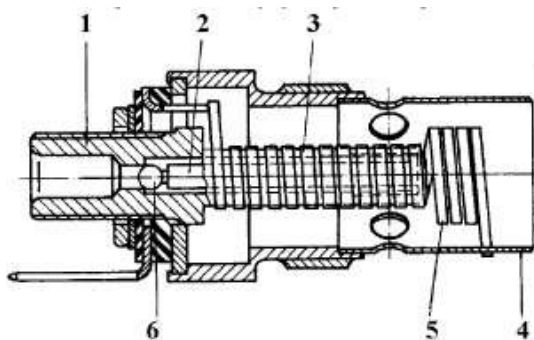


Рис. 1.19 – Пусковий підігрівач

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

1.3 Висновки по розділу.

У даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкта застосування дизельного двигуна, яким є дизельний автонавантажувач Балканкар. Проаналізовано умови його експлуатації, характерні режими роботи та основні функціональні завдання, що виконуються під час вантажно-розвантажувальних операцій. Встановлено, що ефективність роботи автонавантажувача значною мірою залежить від стабільності та економічності роботи силової установки в широкому діапазоні навантажень.

Окрему увагу приділено аналізу конструкції двигуна-прототипу 4Ч 9,8/12,8, принципам роботи та призначенню його основних систем, механізмів, вузлів і деталей. Розглянуто технічні та експлуатаційні показники двигуна, а також особливості роботи системи подачі палива в штатному виконанні. На основі проведеного аналізу визначено можливі напрями підвищення ефективності роботи двигуна за рахунок вдосконалення системи подачі палива, зокрема покращення процесу дозування та впорскування палива.

Оцінено можливість покращення паливної економічності та експлуатаційних показників двигуна-прототипу за умови збереження вимог щодо надійності та довговічності, а також забезпечення стабільної роботи двигуна на різних режимах експлуатації.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 60$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 2500$
Ступінь стиску,	$\varepsilon = 17$
Число циліндрів	$i = 4$
Тактність двигуна	$\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.63$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$\Delta T = 20$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 125$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 870$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.55$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.98$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де $k = 0.95$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.95 \cdot 101.3 = 96.235$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 20}{870} \cdot \frac{125}{17 \cdot 96.235 - 125} = 0.03$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 20 + 0.03 \cdot 870}{1 + 0.03} = 329.1$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{96.235}{101.3} \cdot \frac{293}{329.099 \cdot (1 + 0.03)} = 0.873$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\Phi_c = (0,75...0,95)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

де $R_{\Pi} = 287 \text{ Дж} / \text{кг} \cdot \text{К}$ - 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]

$$n_1 = 1.372$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 96.235 \cdot 17^{1.372} = 4693.631$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_c = (3000 \dots 6000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

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

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 329.1 \cdot 17^{1.372 - 1} = 944.18$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_c = (800 \dots 950)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 944.176 = 22.371$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Елементарний склад рідкого палива:

$$C = 0.86 ; \quad H = 0.13 ; \quad O = 0.01 ; \quad S = 0 ; \quad W = 0 ;$$

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

$$Q_{H.p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$$

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

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

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

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

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.63 \cdot 0.495 = 0.806$$

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

Кількість CO_2

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

Кількість H_2O

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

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.63 - 1) \cdot 0.495 = 0.065$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.63 \cdot 0.495 = 0.637$$

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0.072 + 0.065 + 0.065 + 0.637 = 0.839$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.839}{0.806} = 1.041$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.041 + 0.030}{1.000 + 0.030} = 1.040$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,030 \dots 1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.839} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.065 \cdot 23.3 \\ 0.637 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.45$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.839} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0654 \cdot 0.0015 \\ 0.6368 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0019$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.45 + 8.314 = 31.764$$

$$b' = b = 0.00185$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.55 \cdot 4693.631 = 7275.129$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{\max} = (5000 \dots 12000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00185 \cdot 1.03953 = 0.00193$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.764 \cdot 1.04 = 33.019$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.806 \cdot (1 + 0.03)} = 4.347 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.371 + 8.314 \cdot 1.55) \cdot 944.176 = 3.329 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 43465.511 + 33289.24 = 76754.75$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 33.019^2 + 4 \cdot 1.926 \times 10^{-3} \cdot 7.675 \times 10^4 = 1.682 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-33.019 + \sqrt{1681.651}}{2 \cdot 0.002} = 2073.69$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.04 \cdot 2.074 \times 10^3}{1.55 \cdot 944.176} = 1.473$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.473} = 11.541$$

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

$$n_2 = 1.210$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7275.129}{11.541^{1.21}} = 377.15$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2073.69}{11.541^{1.21-1}} = 1240.711$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_b = (1000 \dots 1250)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1240.711}{\sqrt[3]{\frac{377.15}{125}}} = 858.623$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|870 - 858.623|}{870} \cdot 100 = 1.308 \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення

похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.473 - 1) = 0.733$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.55 \cdot 1.473}{1.21 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11.541^{1.21 - 1}} \right) = 4.367$$

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

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4693.631}{17 - 1} \cdot [0.733 + (4.367 - 1.751)] = 982.456$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 982.456 = 962.807$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{mi} = (650 \dots 850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{1.63 \cdot 14.317 \cdot 962.807}{0.873 \cdot 42447.806 \cdot 1.205} = 0.504$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_i = (0,415 \dots 0,555)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.504 \cdot 42447.806} = 0.168$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_i = (0,155 \dots 0,205) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

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

$s_{пр} = 0.128$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} - \text{середня швидкість поршня, в м/с} \quad V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.128 \cdot 2500}{30} = 10.67$$

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 10.667 = 213.867$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 962.807 - 213.867 = 748.94$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{me} = (550...850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{748.94}{962.807} = 0.778$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.504 \cdot 0.778 = 0.392$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_e = (0,35...0,41)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.392 \cdot 42447.806} = 0.217$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_e = (0,210...0,250) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, згідно

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

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.217 \cdot 60 = 12.992$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{60 \cdot 10^3}{748.94 \cdot 2500} = 3.845$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

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

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.128}{0.098} = 1.306 \quad \text{- співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3.845}{\pi \cdot 1.306 \cdot 4}} = 97.86 \quad \text{або в м } d = d_p \cdot 10^{-3} = 0.098$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.306 \cdot 97.86 = 127.817 \quad \text{або в м } s = s_p \cdot 10^{-3} = 0.128$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.098^2 \cdot 0.128 \cdot 4}{4} \cdot 10^3 = 3.862$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{748.94 \cdot 3.862 \cdot 2500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 60.258$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |60.258 - 60|}{60.258 + 60} \cdot 100 = 0.43$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.098^2}{4} \cdot 0.128 = 9.655 \times 10^{-4}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{9.655 \times 10^{-4}}{17 - 1} = 6.034 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 9.655 \times 10^{-4} + 6.034 \times 10^{-5} = 1.026 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 6.034 \times 10^{-5} \cdot 1.473 = 8.888 \times 10^{-5}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

на ділянці подальшого розширення:

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

на ділянці випуску:

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

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми
де V - об'єм робочого тіла в мЗ; p - тиск робочого тіла в кПа,
в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00006$	$p(0) = 96.235$	$V(180) = 0.00103$	$p(180) = 96.235$
$V(10) = 0.00007$	$p(10) = 96.235$	$V(190) = 0.00102$	$p(190) = 96.944$
$V(20) = 0.0001$	$p(20) = 96.235$	$V(200) = 0.001$	$p(200) = 99.125$
$V(30) = 0.00014$	$p(30) = 96.235$	$V(210) = 0.00098$	$p(210) = 102.952$
$V(40) = 0.0002$	$p(40) = 96.235$	$V(220) = 0.00094$	$p(220) = 108.743$
$V(50) = 0.00027$	$p(50) = 96.235$	$V(230) = 0.00089$	$p(230) = 117.004$
$V(60) = 0.00035$	$p(60) = 96.235$	$V(240) = 0.00083$	$p(240) = 128.522$
$V(70) = 0.00043$	$p(70) = 96.235$	$V(250) = 0.00076$	$p(250) = 144.509$
$V(80) = 0.00052$	$p(80) = 96.235$	$V(260) = 0.00069$	$p(260) = 166.863$
$V(90) = 0.0006$	$p(90) = 96.235$	$V(270) = 0.0006$	$p(270) = 198.646$
$V(100) = 0.00069$	$p(100) = 96.235$	$V(280) = 0.00052$	$p(280) = 244.965$
$V(110) = 0.00076$	$p(110) = 96.235$	$V(290) = 0.00043$	$p(290) = 314.701$
$V(120) = 0.00083$	$p(120) = 96.235$	$V(300) = 0.00035$	$p(300) = 424.016$
$V(130) = 0.00089$	$p(130) = 96.235$	$V(310) = 0.00027$	$p(310) = 603.681$
$V(140) = 0.00094$	$p(140) = 96.235$	$V(320) = 0.0002$	$p(320) = 914.237$
$V(150) = 0.00098$	$p(150) = 96.235$	$V(330) = 0.00014$	$p(330) = 1472.517$
$V(160) = 0.001$	$p(160) = 96.235$	$V(340) = 0.0001$	$p(340) = 2458.222$
$V(170) = 0.00102$	$p(170) = 96.235$	$V(350) = 0.00007$	$p(350) = 3863.504$
$V(360) = 0.00006$	$p(360) = 4693.631$	$V(540) = 0.00103$	$p(540) = 377.15$
$V(370) = 0.00007$	$p(370) = 7275.129$	$V(550) = 0.00102$	$p(550) = 125$
$V(380) = 0.0001$	$p(380) = 6571.059$	$V(560) = 0.001$	$p(560) = 125$
$V(390) = 0.00014$	$p(390) = 4181.707$	$V(570) = 0.00098$	$p(570) = 125$
$V(400) = 0.0002$	$p(400) = 2746.592$	$V(580) = 0.00094$	$p(580) = 125$

V(410) = 0.00027	p(410) = 1904.698	V(590) = 0.00089	p(590) = 125
V(420) = 0.00035	p(420) = 1394.815	V(600) = 0.00083	p(600) = 125
V(430) = 0.00043	p(430) = 1072.313	V(610) = 0.00076	p(610) = 125
V(440) = 0.00052	p(440) = 859.753	V(620) = 0.00069	p(620) = 125
V(450) = 0.0006	p(450) = 714.657	V(630) = 0.0006	p(630) = 125
V(460) = 0.00069	p(460) = 612.8	V(640) = 0.00052	p(640) = 125
V(470) = 0.00076	p(470) = 539.793	V(650) = 0.00043	p(650) = 125
V(480) = 0.00083	p(480) = 486.77	V(660) = 0.00035	p(660) = 125
V(490) = 0.00089	p(490) = 448.085	V(670) = 0.00027	p(670) = 125
V(500) = 0.00094	p(500) = 420.063	V(680) = 0.0002	p(680) = 125
V(510) = 0.00098	p(510) = 400.273	V(690) = 0.00014	p(690) = 125
V(520) = 0.001	p(520) = 387.12	V(700) = 0.0001	p(700) = 125
V(530) = 0.00102	p(530) = 379.598	V(710) = 0.00007	p(710) = 125

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 920.716$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{920.716}{9.655 \times 10^{-4} \cdot 1 \times 10^3} = 953.617$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 953.617 \cdot 0.98 = 934.544$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |962.807 - 934.544|}{962.807 + 934.544} \cdot 100 = 2.979$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

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

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

$b'' = 56^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.694 \times 10^3 = 5.632 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску;

1 - для дизелів, 0,85 - для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 7.275 \times 10^3 = 7.275 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 96.235$	$V(\varphi_r) = 6.034 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 96.235$	$V(\varphi_d) = 1.026 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4693.631$	$V(\varphi_c) = 6.034 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7275.129$	$V(\varphi_z) = 6.044 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 377.15$	$V(\varphi_b) = 1.026 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.901 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.166 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.138 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 8.093 \times 10^{-5}$
z'	$\varphi_{z'} = 377$	$p(\varphi_{z'}) = 7.275 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 8.672 \times 10^{-5}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 484$	$p(\varphi_{b''}) = 469.816$	$V(\varphi_{b''}) = 8.555 \times 10^{-4}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 125$	$V(\varphi_{r'}) = 8.374 \times 10^{-5}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 18$	$p(\varphi_{r''}) = 96.235$	$V(\varphi_{r''}) = 8.987 \times 10^{-5}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 226$	$p(\varphi_{d'}) = 113.36$	$V(\varphi_{d'}) = 9.104 \times 10^{-4}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.632 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 6.034 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zд} = 369$	$p_{zд} = 7.275 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 6.78 \times 10^{-5}$

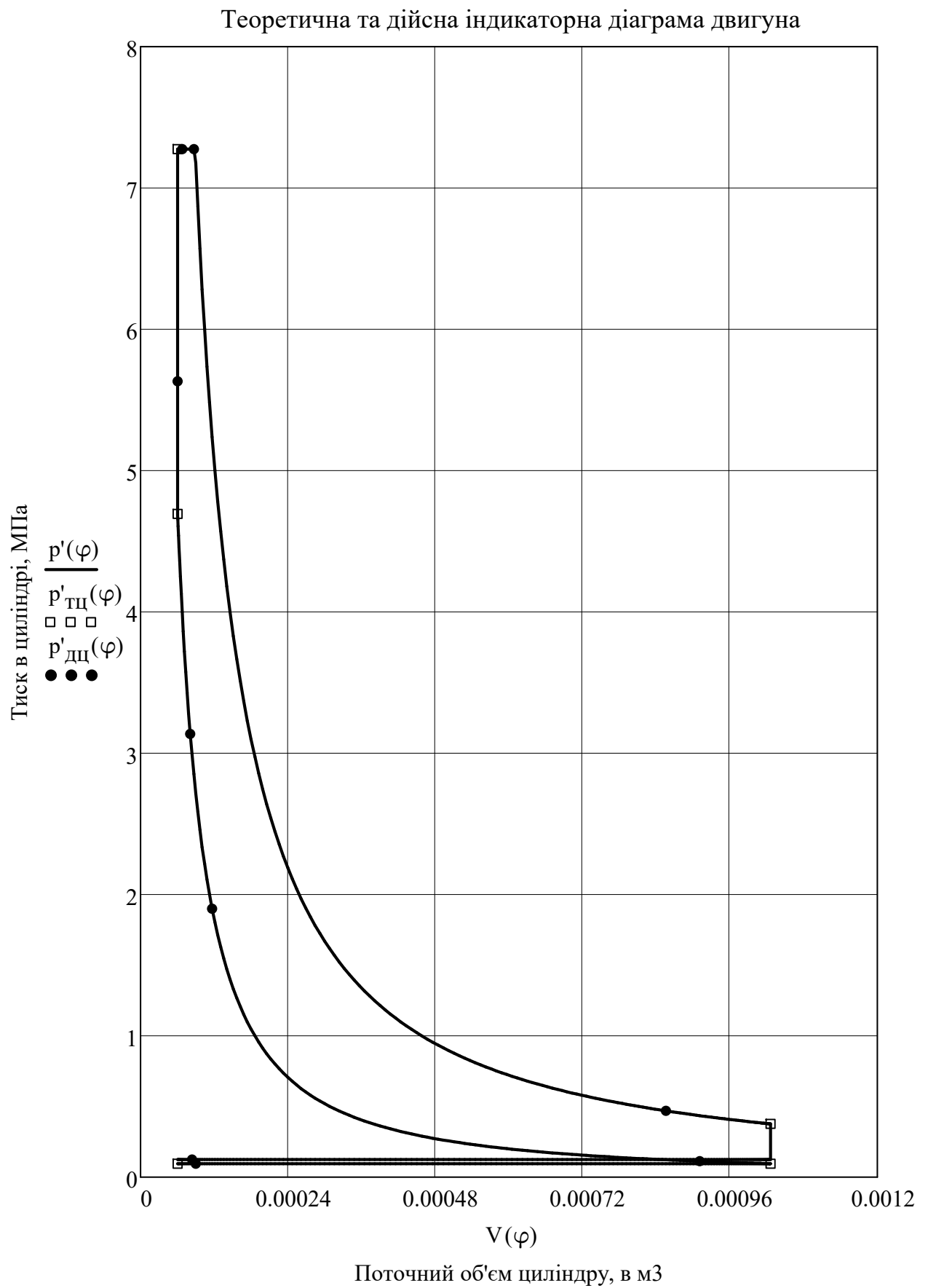


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

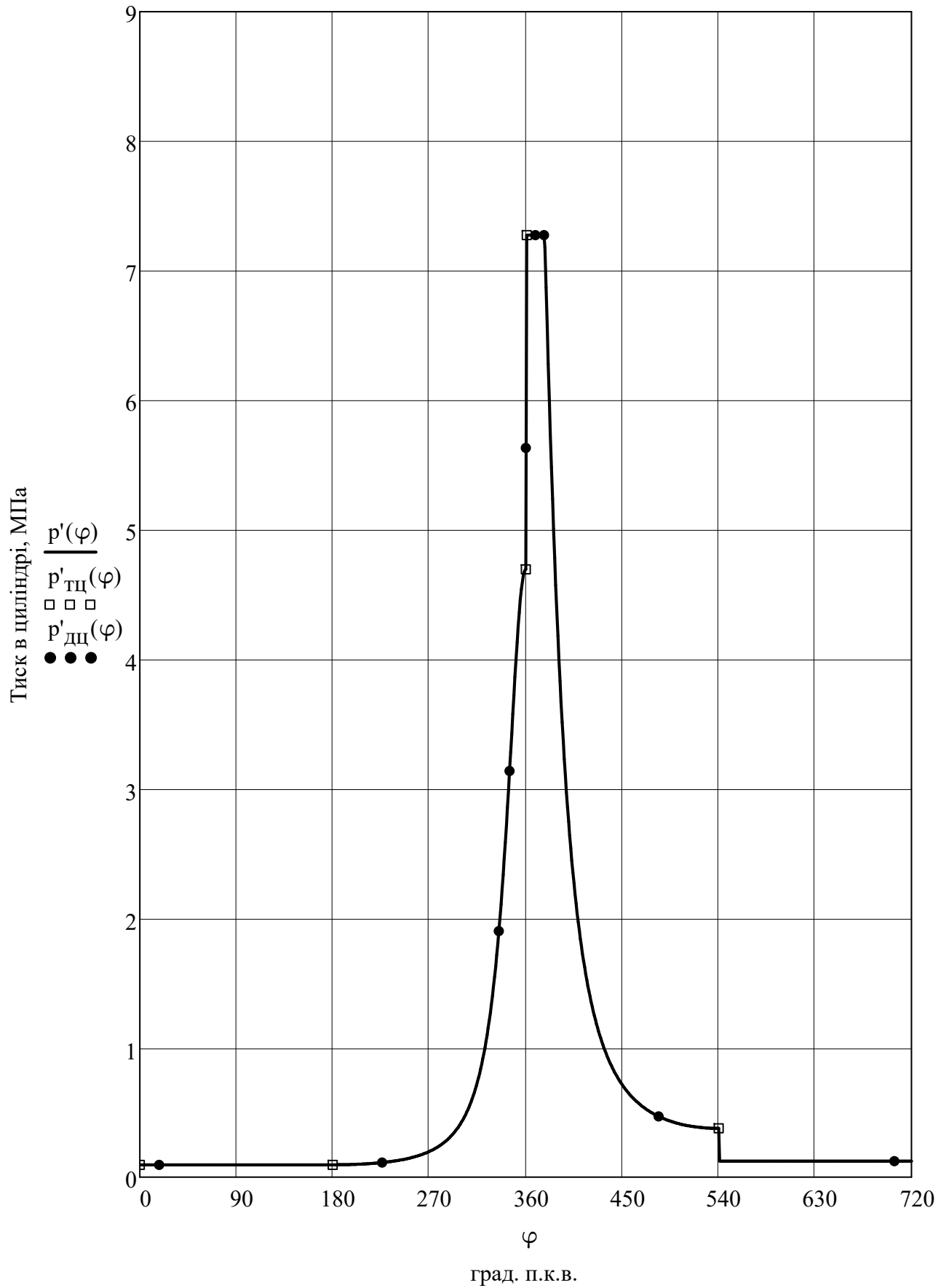


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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

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

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

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

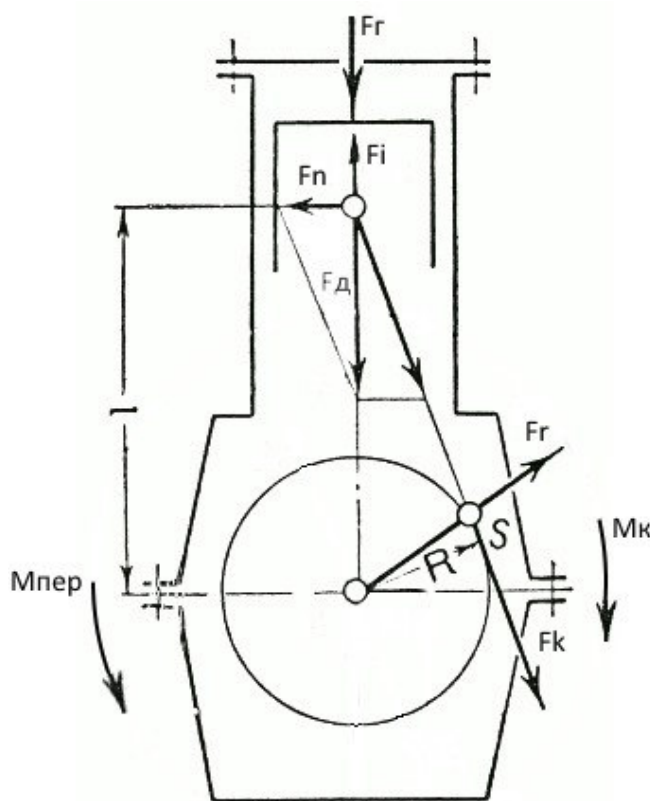


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 1.55$ кг - маса комплексу поршня

$m_{\text{Ш}} = 2.65$ кг - маса комплексу шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 1.55 + \frac{1}{3} \cdot 2.65 = 2.433$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.128}{2} = 0.064$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.064}{0.256} = 0.25$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.098^2}{4} = 7.543 \times 10^{-3}$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2.5 \times 10^3}{30} = 261.799$$

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутий момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

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

в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = -0.038$	$F_i(0) = -13.406$	$F_d(0) = -13.444$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.038$	$F_i(30) = -10.61$	$F_d(30) = -10.648$	$M_k(30) = -0.417$
$F_r(60) = -0.038$	$F_i(60) = -3.971$	$F_d(60) = -4.009$	$M_k(60) = -0.251$
$F_r(90) = -0.038$	$F_i(90) = 2.732$	$F_d(90) = 2.694$	$M_k(90) = 0.172$
$F_r(120) = -0.038$	$F_i(120) = 6.703$	$F_d(120) = 6.665$	$M_k(120) = 0.321$
$F_r(150) = -0.038$	$F_i(150) = 7.878$	$F_d(150) = 7.839$	$M_k(150) = 0.195$
$F_r(180) = -0.038$	$F_i(180) = 7.941$	$F_d(180) = 7.903$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.012$	$F_i(210) = 7.878$	$F_d(210) = 7.89$	$M_k(210) = -0.196$
$F_r(240) = 0.205$	$F_i(240) = 6.703$	$F_d(240) = 6.908$	$M_k(240) = -0.333$
$F_r(270) = 0.734$	$F_i(270) = 2.732$	$F_d(270) = 3.467$	$M_k(270) = -0.222$
$F_r(300) = 2.434$	$F_i(300) = -3.971$	$F_d(300) = -1.536$	$M_k(300) = 0.096$
$F_r(330) = 10.343$	$F_i(330) = -10.61$	$F_d(330) = -0.267$	$M_k(330) = 0.01$
$F_r(360) = 34.64$	$F_i(360) = -13.406$	$F_d(360) = 21.234$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 30.778$	$F_i(390) = -10.61$	$F_d(390) = 20.168$	$M_k(390) = 0.79$
$F_r(420) = 9.757$	$F_i(420) = -3.971$	$F_d(420) = 5.786$	$M_k(420) = 0.363$
$F_r(450) = 4.627$	$F_i(450) = 2.732$	$F_d(450) = 7.359$	$M_k(450) = 0.471$
$F_r(480) = 2.908$	$F_i(480) = 6.703$	$F_d(480) = 9.611$	$M_k(480) = 0.463$
$F_r(510) = 2.255$	$F_i(510) = 7.878$	$F_d(510) = 10.133$	$M_k(510) = 0.252$
$F_r(540) = 2.081$	$F_i(540) = 7.941$	$F_d(540) = 10.022$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.179$	$F_i(570) = 7.878$	$F_d(570) = 8.056$	$M_k(570) = -0.2$
$F_r(600) = 0.179$	$F_i(600) = 6.703$	$F_d(600) = 6.882$	$M_k(600) = -0.331$
$F_r(630) = 0.179$	$F_i(630) = 2.732$	$F_d(630) = 2.911$	$M_k(630) = -0.186$
$F_r(660) = 0.179$	$F_i(660) = -3.971$	$F_d(660) = -3.792$	$M_k(660) = 0.238$
$F_r(690) = 0.179$	$F_i(690) = -10.61$	$F_d(690) = -10.431$	$M_k(690) = 0.408$
$F_r(720) = 0.179$	$F_i(720) = -13.406$	$F_d(720) = -13.228$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -13.444$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -1.374$	$F_r(30) = -8.534$	$F_k(30) = -6.514$	$M_{пер}(30) = 0.417$
$F_n(60) = -0.911$	$F_r(60) = -1.215$	$F_k(60) = -3.927$	$M_{пер}(60) = 0.251$
$F_n(90) = 0.714$	$F_r(90) = -0.714$	$F_k(90) = 2.694$	$M_{пер}(90) = -0.172$
$F_n(120) = 1.515$	$F_r(120) = -4.645$	$F_k(120) = 5.014$	$M_{пер}(120) = -0.321$
$F_n(150) = 1.012$	$F_r(150) = -7.295$	$F_k(150) = 3.043$	$M_{пер}(150) = -0.195$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -7.903$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.018$	$F_r(210) = -7.342$	$F_k(210) = -3.063$	$M_{пер}(210) = 0.196$
$F_n(240) = -1.571$	$F_r(240) = -4.815$	$F_k(240) = -5.198$	$M_{пер}(240) = 0.333$
$F_n(270) = -0.918$	$F_r(270) = -0.918$	$F_k(270) = -3.467$	$M_{пер}(270) = 0.222$
$F_n(300) = 0.349$	$F_r(300) = -0.466$	$F_k(300) = 1.505$	$M_{пер}(300) = -0.096$
$F_n(330) = 0.034$	$F_r(330) = -0.214$	$F_k(330) = 0.163$	$M_{пер}(330) = -0.01$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 21.234$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 2.603$	$F_r(390) = 16.165$	$F_k(390) = 12.338$	$M_{пер}(390) = -0.79$
$F_n(420) = 1.316$	$F_r(420) = 1.754$	$F_k(420) = 5.669$	$M_{пер}(420) = -0.363$
$F_n(450) = 1.949$	$F_r(450) = -1.949$	$F_k(450) = 7.359$	$M_{пер}(450) = -0.471$
$F_n(480) = 2.185$	$F_r(480) = -6.698$	$F_k(480) = 7.231$	$M_{пер}(480) = -0.463$
$F_n(510) = 1.308$	$F_r(510) = -9.429$	$F_k(510) = 3.934$	$M_{пер}(510) = -0.252$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -10.022$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.04$	$F_r(570) = -7.497$	$F_k(570) = -3.128$	$M_{пер}(570) = 0.2$
$F_n(600) = -1.565$	$F_r(600) = -4.796$	$F_k(600) = -5.178$	$M_{пер}(600) = 0.331$
$F_n(630) = -0.771$	$F_r(630) = -0.771$	$F_k(630) = -2.911$	$M_{пер}(630) = 0.186$
$F_n(660) = 0.862$	$F_r(660) = -1.149$	$F_k(660) = 3.715$	$M_{пер}(660) = -0.238$
$F_n(690) = 1.346$	$F_r(690) = -8.361$	$F_k(690) = 6.382$	$M_{пер}(690) = -0.408$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -13.228$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

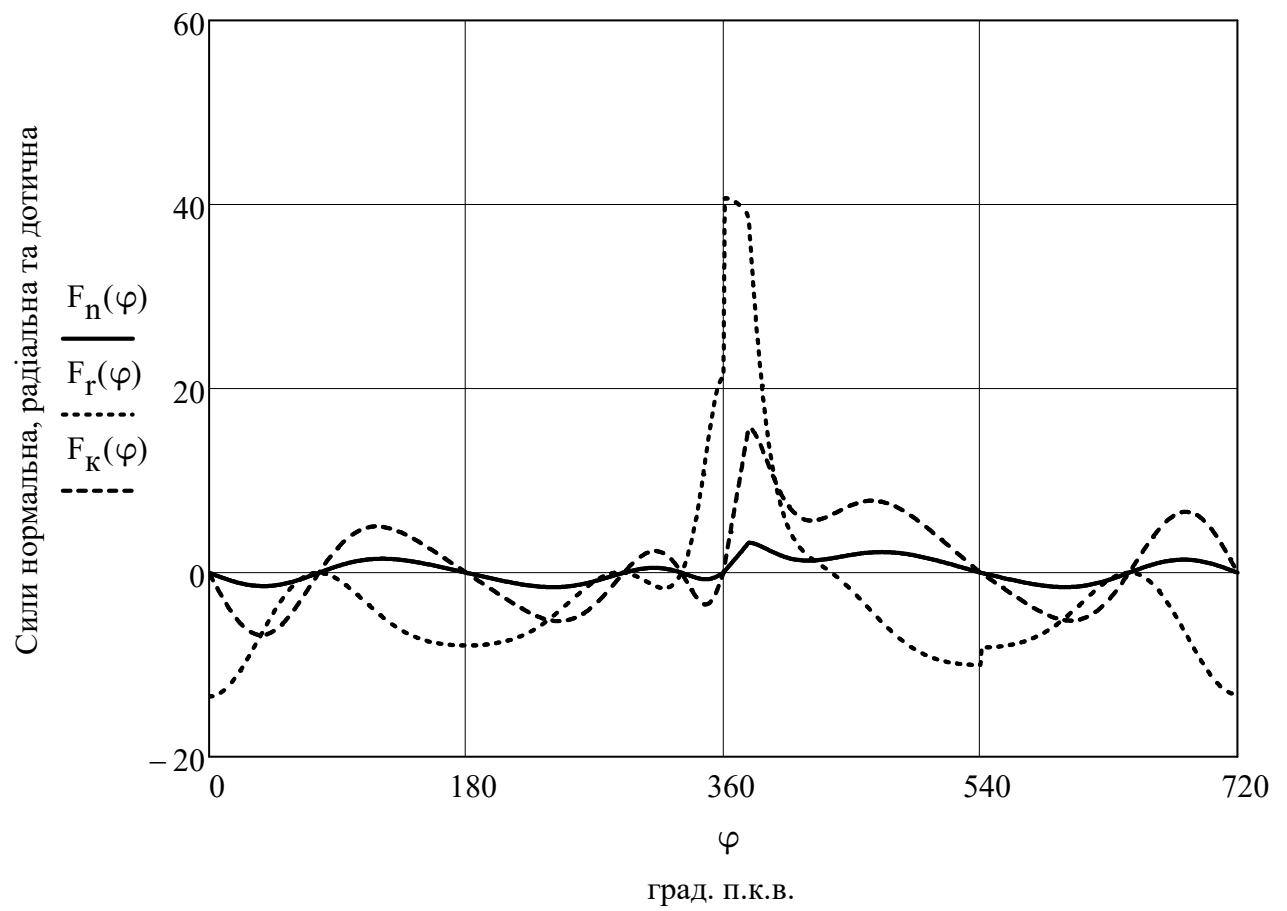
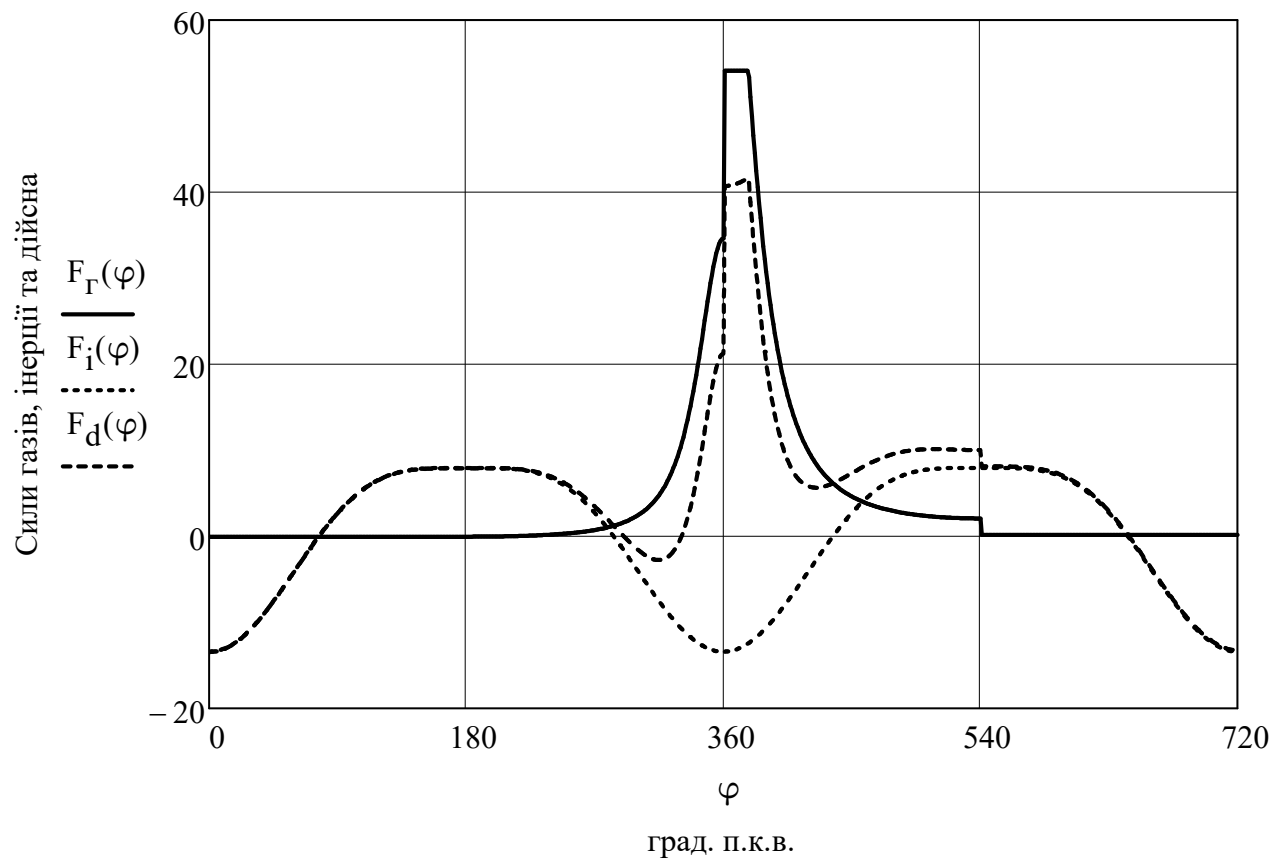


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

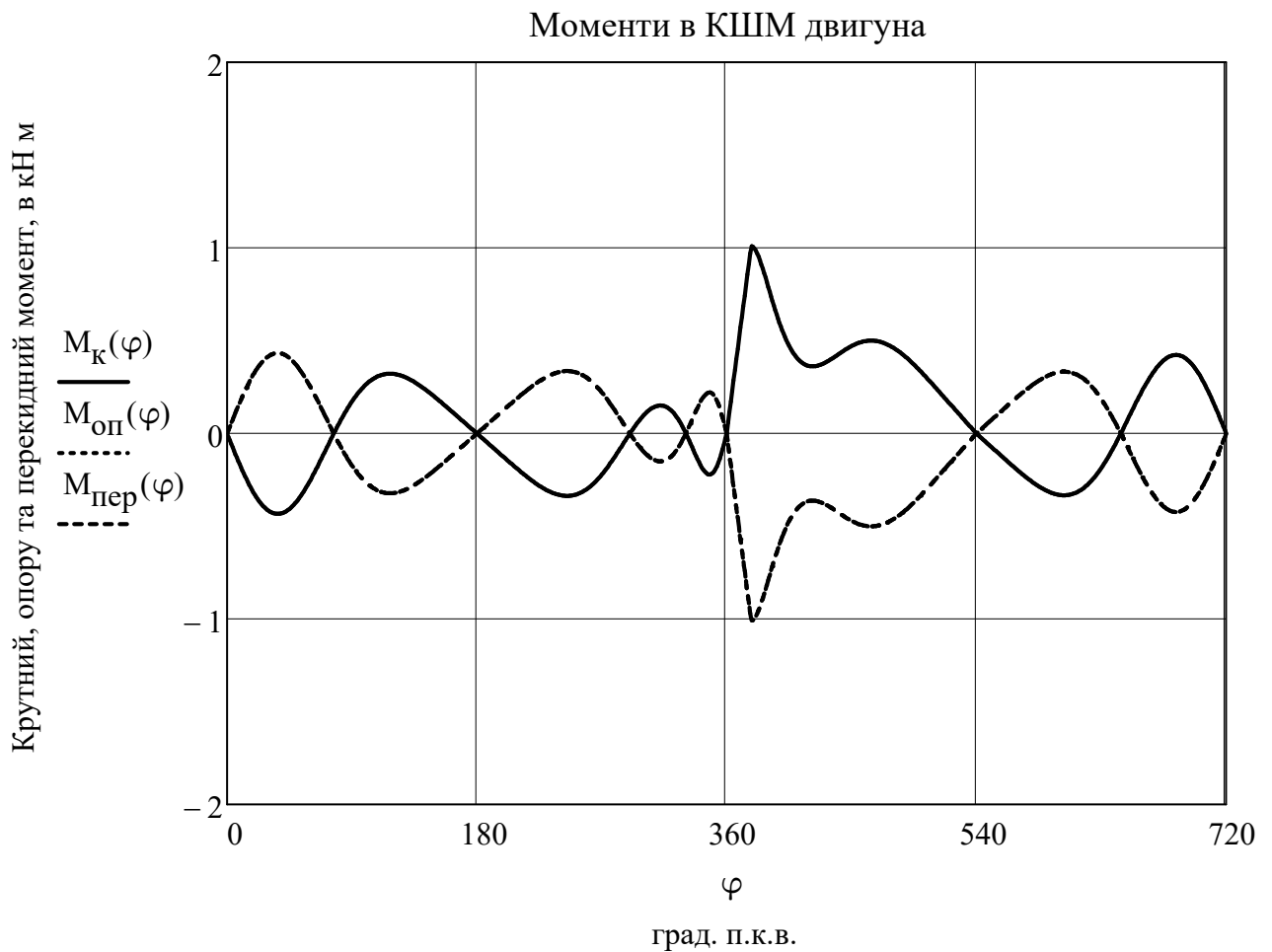


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

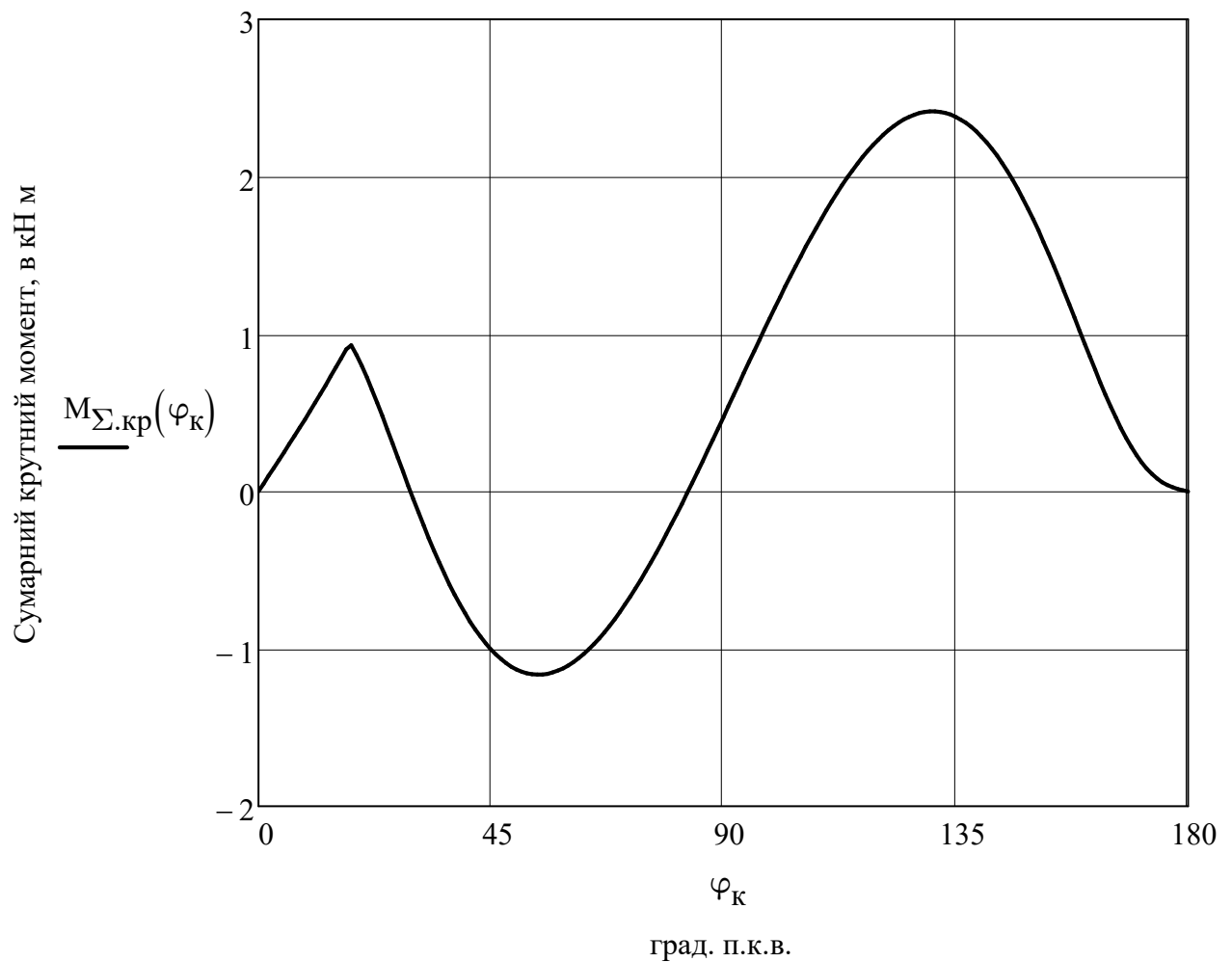


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

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

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.929$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -0.521$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.164$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -0.668$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.47$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.675$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.381$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.088$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.774$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в Дж / с

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{12.992 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 1.532 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в Дж / с

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 60.258 = 60258.437$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{6.026 \times 10^4}{1.532 \times 10^5} \cdot 100 = 39.335$$

перевірка отриманого значення в Дж / с

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 153191.757 \cdot 0.392 = 60000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|6.026 \times 10^4 - 6 \times 10^4|}{6.026 \times 10^4} \cdot 100 = 0.429$$

2.4.4 Тепло, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

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

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

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

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.09$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.03$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.09 + 0.03 = 0.12$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\text{п}} = 0.12 \cdot 153191.757 = 18383.011$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 213.867 = 128.320$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.098^2}{4} \cdot 0.128 = 9.655 \times 10^{-4}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\text{п}} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{128.32 \cdot 9.655 \times 10^{-4} \cdot 2.5 \times 10^3 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 10.324$$

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

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{П} = 10^3 \cdot 10.324 = 10324.407$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 18383.011 + 10324.407 = 28707.418$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

$C_{mB} = 4.19$ Дж / кг - середня теплоємність води

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{2.871 \times 10^4 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 8.222 \times 10^{-4}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{B.Н} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.Н}}$$

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

$\eta_{B.Н} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{B.Н} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.Н}} = \frac{0.001 \cdot 98}{0.9} = 0.09$$

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

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.09 = 89.525$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.II} + Q_{B.H} = 18383 + 10324.4 + 89.5 = 28796.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{28796.943}{153191.757} \cdot 100 = 18.798$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_r = T_r - 273 = 870 - 273 = 597$$

Температура на початку стиску, в °С

$$t_d = T_d - 273 = 329.099 - 273 = 56.099$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 597 = 33.877$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 56.099 = 29.119$$

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

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

$$\text{де } \Delta i'_r = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.839 \cdot 33.877 \cdot 597 = 16966.933$$

$$\Delta i''_r = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.806 \cdot 29.119 \cdot 56.099 = 1316.799$$

$$\Delta i_r = \Delta i'_r - \Delta i''_r = 16966.9 - 1316.8 = 15650.1$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{12.992}{3.6} \cdot 15650.134 = 56480.46$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{56480.46}{153191.757} \cdot 100 = 36.869$$

2.4.6 Теплота, відводена з маслом і витрачена на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{p_{\text{м}}}{p_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{213.867}{962.807} \cdot 0.504 = 0.112$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.112 \cdot 153191.757 = 17133.546$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{б}} = 18383.011 + 17133.546 - 28796.943 = 6719.614$$

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

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.5 \cdot 6.72 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 8.914 \times 10^{-4}$$

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

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{8.914 \times 10^{-4} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.446$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{\text{м2}} = 10^3 \cdot P_{\text{м.н}} = 10^3 \cdot 0.446 = 445.692$$

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

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м1}} + Q_{\text{м2}} = 6719.614 + 445.692 = 7165.306$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{7165.306}{153191.757} \cdot 100 = 4.677$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

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

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \left(\frac{Q_{\text{е}} + Q_{\text{в}}}{Q_{\text{г}} + Q_{\text{м}}} \right) = \sum \left(\frac{60258.437 + 28796.943}{56480.46 + 7165.306} \right) = 152701.146$$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\text{п}} - \Sigma Q = 153191.8 - 152701.1 = 490.6$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{490.612}{153191.757} \cdot 100 = 0.32$$

Представимо складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$,	у %,	межі для ДД без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 153191.8$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 60258.4$	$q_e = 39.3$	29...45%
Теплота, що відходить з випускними газами	$Q_{\Gamma} = 56480.5$	$q_{\Gamma} = 36.9$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 28796.9$	$q_B = 18.8$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 7165.3$	$q_M = 4.7$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 490.6$	$q_{HB} = 0.3$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 39.335 + 36.869 + 18.798 + 4.677 + 0.32 = 100$$

Перевірка рівняння показала правильність розрахунку його складових

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позна- чення	Розмір- ність	Чисельне значення		Порів- няння у %
				Двигун- прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	57,4	60,2	4,88
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	725	748,9	3,30
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,38	0,392	3,16
4	Механічний ККД	η_m	-	0,765	0,778	1,70
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	225	217	- 3,56
6	Діаметр циліндру	D	мм	98	98	0,0
7	Хід поршня	S	мм	128	128	0,0

В даному розділі було вирішено завдання щодо підвищення ефективності роботи проектного дизельного двигуна за рахунок вдосконалення системи подачі палива. Згідно з поставленим завданням, досягнуто значення у 60,2 кВт за рахунок покращення основних енергетичних та економічних показників у порівнянні з двигуном-прототипом. За результатами розрахунку параметрів робочого циклу встановлено приріст ефективних показників двигуна, серед яких ефективний тиск виріс на 3,3%, що підтверджує доцільність прийнятих технічних рішень.

Покращення показників роботи проектного двигуна супроводжується зміною параметрів процесу згоряння в циліндрі, зокрема зростанням середнього ефективного тиску у порівнянні з прототипом. Отримані в результаті розрахунків значення свідчать про інтенсифікацію робочого процесу, що є наслідком удосконалення процесу подачі та впорскування палива, а також більш раціонального сумішоутворення.

Результати оцінки ефективності протікання робочого циклу показують зниження питомої ефективної витрати палива у порівнянні з двигуном-прототипом

на 3,56%. У свою чергу, порівняння значень ефективного коефіцієнта корисної дії проектного двигуна та прототипу свідчить про його зростання на 3,16%.

За умови, що рівень механічних втрат у проектного двигуна не зазнав суттєвих змін у порівнянні з прототипом, механічний коефіцієнт корисної дії також залишається практично незмінним і зріс лише на 1,7%.

Завдяки раціональному та обґрунтованому вибору початкових даних і допоміжних коефіцієнтів при розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна, було отримано вихідні параметри на достатньо високому рівні без зміни основних геометричних розмірів циліндро-поршневої групи. У результаті вдосконалена силова установка характеризується кращими енергетичними та економічними показниками без суттєвого зростання масо-габаритних параметрів у порівнянні з двигуном-прототипом.

У даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, а також розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Визначено сили та моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі проектного двигуна, та розраховано складові зовнішнього теплового балансу.

Отримані в результаті розрахунків вихідні параметри дають можливість оцінити ефективність прийнятих рішень щодо вдосконалення системи подачі палива, а також визначити напрями подальшого підвищення ефективності роботи дизельного двигуна. Вони є основою для подальшої розробки спеціальної частини кваліфікаційної роботи.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА.

3.1 Опис будови та визначення параметрів системи Common Rail.

3.1.1 Опис будови системи Common Rail

На відміну від традиційних дизельних двигунів, які управляються блоком управління, Common Rail (CR) подає паливо на форсунки через накопичувальну рампу. Оскільки розділені функція отримання високого тиску і функція уприскування, системи CR можуть подавати паливо в широкому діапазоні кута запалювання і рівня тиску.

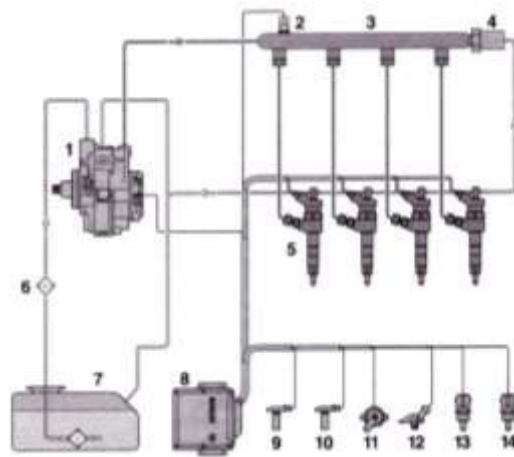


Рис. 3.1 – Схема акумуляторної паливної системи Common Rail

На рисунку 3.1 показано типову будову системи CR. Механічний насос (1) створює тиск, який подає паливо в рампу (3). Клапан контролю потоку палива (4) підтримує тиск на рівні, яке задано блоком управління (8). Рампа подає паливо на інжектора (5). Датчики інформують ЕБУ про досягнутому тиску (2), швидкості двигуна (9), положенні распредвалу (10), догляді педалі акселератора (11), тиску наддуву (12), температурі впускного повітря (13), температурі охолоджуючої рідини (14). Позиції 6 і 7 - паливний фільтр і паливний бак.

Більш складні системи використовують додаткові датчики що визначають: швидкість руху, зовнішню температуру, кількість кисню у відпрацьованих газах, різницю тиску для визначення рівня засмічення каталізатора. Для подачі палива до форсунок в системі CR використовують насос.

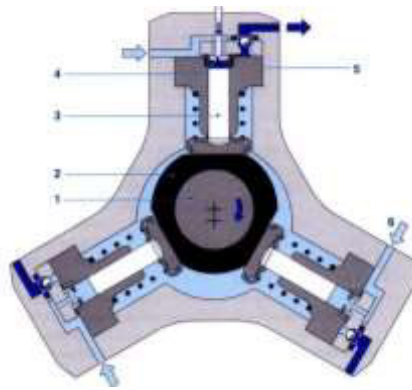


Рис. 3.2 – Паливний насос

Високий тиск до 2000 бар створюється насосом ПНВТ. Насос приводиться в рух колінчастим валом і зазвичай являє собою радіально розташовані циліндри як показано на рисунку. Насос змащується паливом і споживає енергію від двигуна. Потік палива, що створює насос може відрізнятись в залежності від навантаження на двигун, а кожен поршень насоса може виключатися. Це можливо за допомогою соленоїда, який тримає клапан поршня у відкритому стані. Однак, коли один з поршнів вимикається, подача палива стає більш нестійка, ніж коли працюють всі три циліндри. Клапан контролю тиску розташовується на паливній рампі.

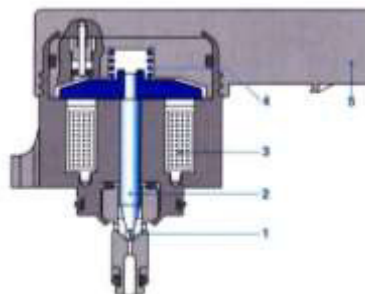


Рис. 3.3 – Клапан контролю тиску.

Клапан контролю тиску являє собою соленоїдний клапан, який охолоджується паливом. Ступінь відкриття клапана регулюється шириною імпульсу на частоті 1КHz. Якщо клапан не активований, внутрішня пружина тримає тиск на рівні 100 Бар. Якщо клапан активований, то сила електромагніту тисне на пружину і клапан закривається, тиск збільшується. Цей клапан також грає роль механічного демпфера, який пом'якшує імпульси високого тиску, коли на насосі ПНВТ працює один поршень.

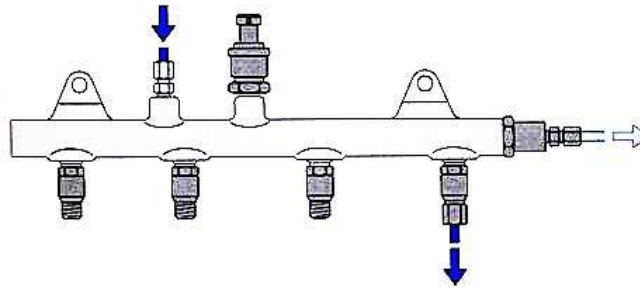


Рис. 3.4 – Паливна рампа.

Рампа направляє паливо до інжекторів. Вона досить масивна, щоб внутрішній акумульований тиск в ній був незалежний від відкриття інжекторів. На рамі встановлюється датчик тиску, який оберігає від надмірно високого тиску, яке може бути небезпечний, а також перепускний клапан скидання тиску.

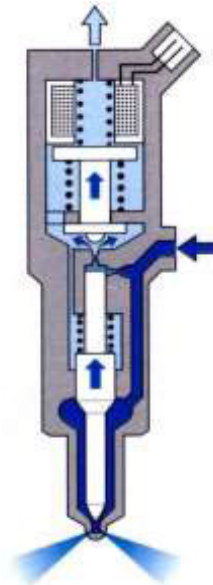


Рис. 3.5 – Інжектор

Зовні інжектора схожі на стандартні інжектора від бензинового двигуна, але вони сильно відрізняються всередині. Для роботи інжекторів використовується гідравлічна система, оскільки вони працюють під великим тиском. Обмотка соленоїда контролює не голку відкриття, а рух невеликої кульки, який регулює потік палива від контрольної камери всередині всього корпусу інжектора.

В системі CR з п'єзо-гідравлічними форсунками відбувається більш точне дозування дуже малих доз палива. Паливо що впорскується, більш точно і чітко відповідає куту початку впорскування палива та тривалості фази впорскування.

За допомогою електронного блоку управління в системах common rail можна контролювати кожен фактор індивідуально.

Синхронізація уприскування є основним фактором контролю вихлопу, споживання палива та гучності. Оптимальна синхронізація початку уприскування залежить від навантаження на двигун.

У звичайних двигунах кількість палива, що впорскується прямо пропорційно часу відкриття інжектора. У дизелі впорскування змінюється в залежності від руху палива, що в свою чергу залежить від різниці тисків впорску і в камері згоряння, густини палива (в залежності від температури), динамічних властивостей тиску палива.

Дизельні інжектора подають паливо в камеру згоряння за одне відкриття. Подача палива складається з кількох фаз:

- перша фаза – фаза попереднього уприскування; ця фаза представляє - короткий імпульс, який знижує рівень шуму і дозволяє скоротити викид NOx;

- основна фаза – коли подається основна частка палива;

- кінцева фаза – фінальний уприскування палива; ця фаза впорскування необхідна для скорочення шкідливого вихлопу шляхом його випалу в каталітичному конвертері-накопичувачі. Обсяг уприскування коливається в межах 1 мм³ до 50 мм³ на повному навантаженні. Тривалість впорску 1-2 мілісекунди.

3.1.2 Порівняльний аналіз традиційної механічної системи подачі палива та акумуляторної системи Common Rail

У дизельних двигунах традиційної конструкції широко застосовуються механічні системи подачі палива, в яких процес дозування та впорскування палива жорстко пов'язаний з частотою обертання колінчастого валу та положенням органів керування. Такий принцип роботи забезпечує простоту конструкції та достатню надійність, проте істотно обмежує можливості керування параметрами процесу впорскування палива.

Основними недоліками механічних систем подачі палива є обмежена гнучкість регулювання циклової подачі, залежність тиску впорскування від режиму роботи двигуна, а також ускладнене забезпечення оптимальної якості розпилення палива на малих і часткових навантаженнях.

Це призводить до погіршення процесу сумішоутворення, нерівномірності згоряння та зростання питомої витрати палива.

На відміну від механічних систем, акумуляторна система подачі палива типу Common Rail забезпечує акумулювання палива під високим тиском у спільній рампі та дозволяє здійснювати впорскування незалежно від частоти обертання колінчастого валу.

Це створює принципово нові можливості для керування процесом згоряння за рахунок зміни тиску в паливній рампі та параметрів керування форсунками.

Особливістю акумуляторної системи Common Rail є можливість регулювання циклової подачі палива не лише шляхом зміни тривалості керуючих імпульсів форсунок, але й за рахунок керування тиском у паливній рампі. Такий підхід дозволяє підтримувати стабільні або малозмінні імпульси керування, що спрощує алгоритми електронного керування та підвищує повторюваність процесу впорскування.

Для дизельного двигуна середньої потужності, що експлуатується у складі автотранспорту, застосування акумуляторної системи з керуванням цикловою подачею переважно через тиск у рампі є доцільним з огляду на відносно стабільні режими роботи та вимоги до надійності і простоти експлуатації.

Запропоноване рішення дозволяє покращити якість розпилення палива, стабілізувати процес згоряння та створює передумови для підвищення паливної економічності без суттєвого ускладнення конструкції двигуна.

Таким чином, порівняльний аналіз показує, що акумуляторна система подачі палива типу Common Rail має суттєві переваги у порівнянні з традиційною механічною системою, що обґрунтовує доцільність її використання в якості основи для подальшого вдосконалення системи подачі палива проектного дизельного двигуна.

3.2 Розрахунок параметрів паливної апаратури

3.2.1 Початкові дані для розрахунку:

Ефективна потужність	$P_e = 60 \text{ кВт}$
Діаметр циліндру,	$D = 0.098 \text{ м}$
Хід поршня	$S = 0.128 \text{ м}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 17$
Частота обертання колінчастого валу	$n_H = 2500 \text{ хв}^{-1}$
Число циліндрів	$i = 4$
Тактність двигунів	$\tau = 4$
Номінальна питома ефективна витрата палива	$b_e = 217 \text{ г/(кВт год)}$
Коефіцієнт наповнення	$\eta_v = 0.873$
Кількість форсунок	$i_\phi = 4$
Кут початку впорскування	$\varphi_{вп} = 28^\circ \text{ п.к.в.}$
Кутова тривлість впорскування	$\Delta\varphi_B = 35^\circ \text{ п.к.в.}$
Робочий тиск в акумуляторі Common Rail	$p_{ac} = 100 \text{ МПа}$
Густина палива	$\rho_\Pi = 850 \text{ кг/м}^3$
Крок зміни частоти обертання	$\Delta n = 200 \text{ хв}^{-1}$
Тиск навколишнього середовища	$p_a = 101300 \text{ Па}$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Кривошипно-шатунне відношення	$\lambda_{кр} = 0.256$
Показник політропи стиску,	$n_c = 1.372$
Тиск кінця впуску,	$p_d = 96500 \text{ Па}$
Максимальний тиск згоряння,	$p_Z = 7575000 \text{ Па}$

3.2.2 Визначення додаткових величин розрахунку

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S$$

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = 9.655 \times 10^{-4}$$

Об'єм камери стиску, в м³

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$$

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = 6.034 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_h + V_c$$

$$V_a = V_h + V_c = 1.026 \times 10^{-3}$$

Літраж двигуна, в м³

$$V_{st} = V_h \cdot i$$

$$V_{st} = V_h \cdot i = 3.862 \times 10^{-3} \text{ або в літрах } V_{st} \cdot 1000 = 3.862$$

Густина робочого тіла за початкових умов, в кг / м³

$$\rho_0 = \frac{p_a}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

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

$$\rho_0 = \frac{p_a}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.203$$

3.2.3 Визначення загальних параметрів системи CR:

Мінімальна частота обертання колінчастого валу

$$n_{\min} = 800 \text{ хв}^{-1}$$

Максимальна частота обертання колінчастого валу, в хв^{-1}

$$n_{\max} = n_H \cdot 1.2$$

$$n_{\max} = n_H \cdot 1.2 = 3000$$

Розрахунковий діапазон частот обертання колінчастого валу, в хв^{-1}

$$n = n_{\min}, n_{\min} + \Delta n \dots n_{\max}$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_e(n) = P_e \cdot \frac{n}{n_H} \cdot \left[1 + \frac{n}{n_H} - \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right]$$

Масиви результатів обрахунку

Частота обертання, хв^{-1}

Потужність двигуна, кВт

$$n_{\min} + 0 \cdot \Delta n = 800$$

$$P_e(n_{\min}) = 23.378$$

$$n_{\min} + 1 \cdot \Delta n = 1000$$

$$P_e(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 29.76$$

$$n_{\min} + 2 \cdot \Delta n = 1200$$

$$P_e(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 35.988$$

$$n_{\min} + 3 \cdot \Delta n = 1400$$

$$P_e(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 41.879$$

$$n_{\min} + 4 \cdot \Delta n = 1600$$

$$P_e(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 47.247$$

$$n_{\min} + 5 \cdot \Delta n = 1800$$

$$P_e(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 51.909$$

$$n_{\min} + 6 \cdot \Delta n = 2000$$

$$P_e(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 55.68$$

$$n_{\min} + 7 \cdot \Delta n = 2200$$

$$P_e(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 58.376$$

$$n_{\min} + 8 \cdot \Delta n = 2400$$

$$P_e(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 59.812$$

$$n_{\min} + 9 \cdot \Delta n = 2600$$

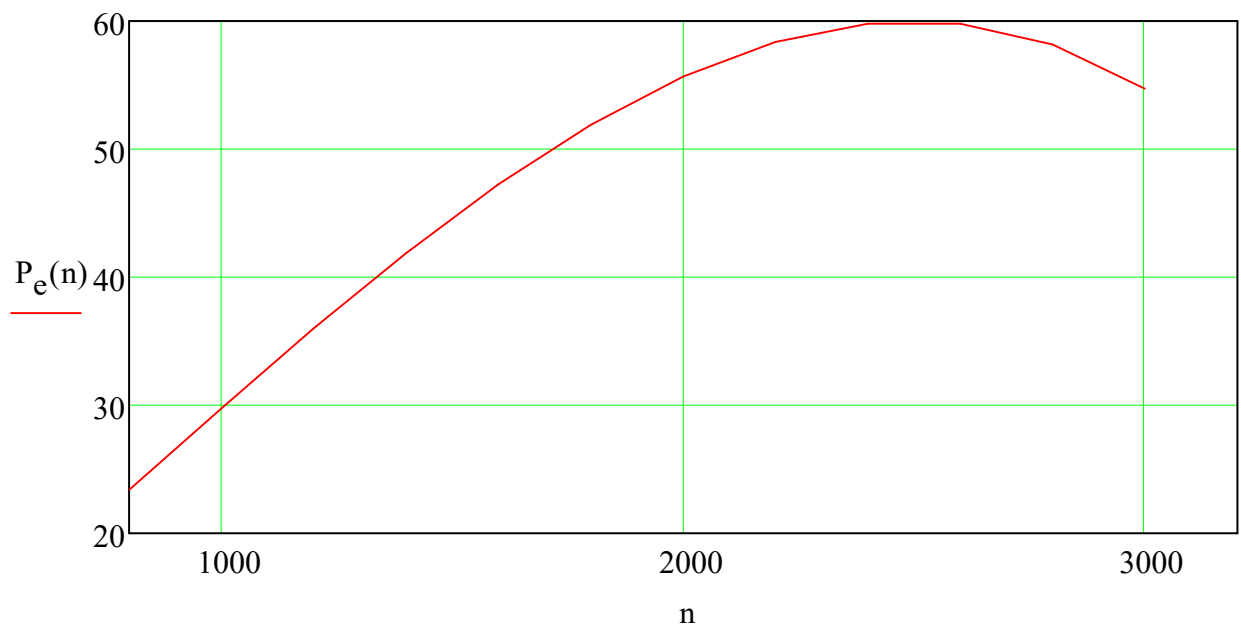
$$P_e(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 59.804$$

$$n_{\min} + 10 \cdot \Delta n = 2800$$

$$P_e(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 58.168$$

$$n_{\max} = 3000$$

$$P_e(n_{\max}) = 54.72$$



Питома ефективна витрата газowego палива, в г/(кВт год)

$$b_e(n) = b_e \cdot \left[1.2 - \frac{n}{n_H} + 0.8 \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right]$$

Масиви результатів обрахунку

Частота обертання, хв⁻¹

Питома витрата палива, г/(кВт год)

$$n_{\min} + 0 \cdot \Delta n = 800$$

$$b_e(n_{\min}) = 208.737$$

$$n_{\min} + 1 \cdot \Delta n = 1000$$

$$b_e(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 201.376$$

$$n_{\min} + 2 \cdot \Delta n = 1200$$

$$b_e(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 196.237$$

$$n_{\min} + 3 \cdot \Delta n = 1400$$

$$b_e(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 193.321$$

$$n_{\min} + 4 \cdot \Delta n = 1600$$

$$b_e(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 192.627$$

$$n_{\min} + 5 \cdot \Delta n = 1800$$

$$b_e(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 194.154$$

$$n_{\min} + 6 \cdot \Delta n = 2000$$

$$b_e(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 197.904$$

$$n_{\min} + 7 \cdot \Delta n = 2200$$

$$b_e(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 203.876$$

$$n_{\min} + 8 \cdot \Delta n = 2400$$

$$b_e(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 212.07$$

$$n_{\min} + 9 \cdot \Delta n = 2600$$

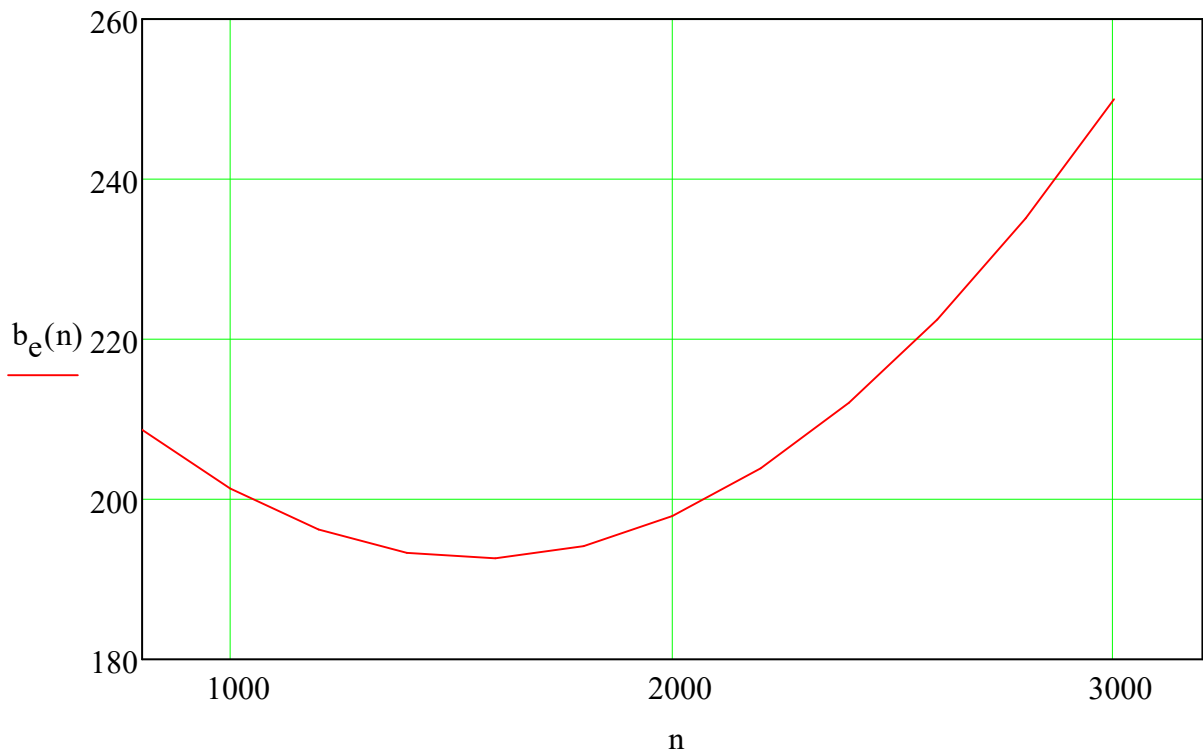
$$b_e(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 222.486$$

$$n_{\min} + 10 \cdot \Delta n = 2800$$

$$b_e(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 235.124$$

$$n_{\max} = 3000$$

$$b_e(n_{\max}) = 249.984$$



Циклова порція дизельного палива, в г/цикл

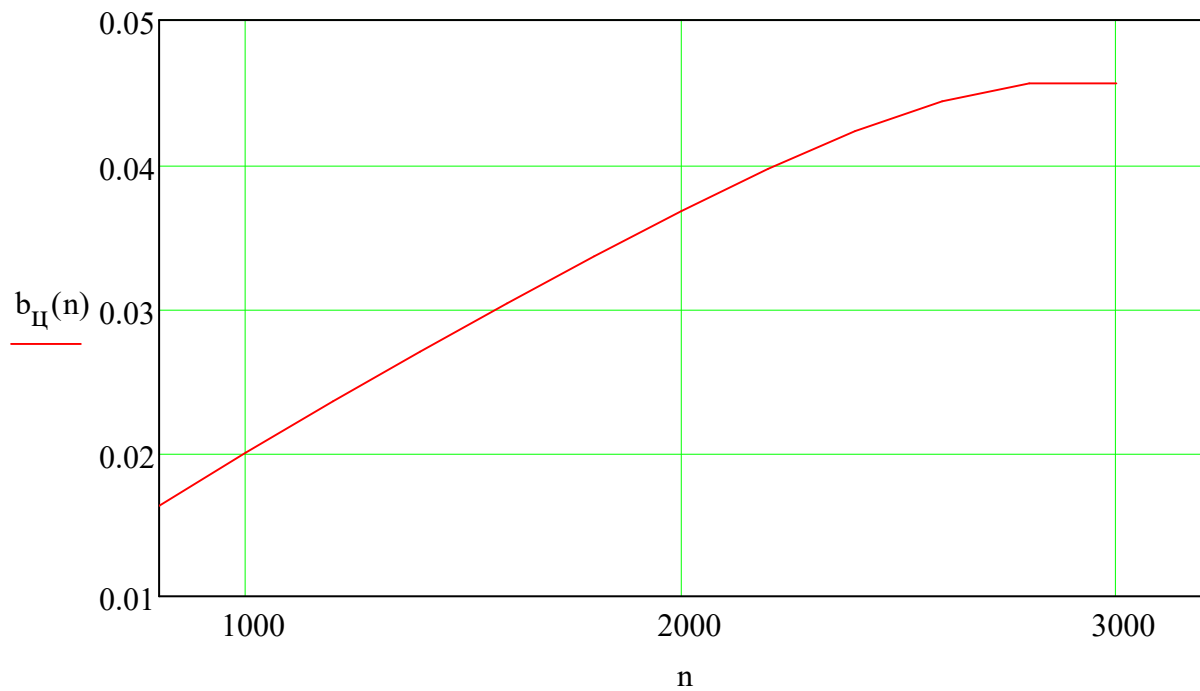
$$b_{\text{Ц}}(n) = \frac{b_e(n) \cdot P_e(n) \cdot \tau}{120 \cdot n_H \cdot i}$$

Масиви результатів обрахунку

Частота обертання, хв^{-1}

Циклова порція палива, г/цикл

$n_{\min} + 0 \cdot \Delta n = 800$	$b_{\text{Ц}}(n_{\min}) = 0.016$
$n_{\min} + 1 \cdot \Delta n = 1000$	$b_{\text{Ц}}(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 0.02$
$n_{\min} + 2 \cdot \Delta n = 1200$	$b_{\text{Ц}}(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 0.024$
$n_{\min} + 3 \cdot \Delta n = 1400$	$b_{\text{Ц}}(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 0.027$
$n_{\min} + 4 \cdot \Delta n = 1600$	$b_{\text{Ц}}(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 0.03$
$n_{\min} + 5 \cdot \Delta n = 1800$	$b_{\text{Ц}}(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 0.034$
$n_{\min} + 6 \cdot \Delta n = 2000$	$b_{\text{Ц}}(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 0.037$
$n_{\min} + 7 \cdot \Delta n = 2200$	$b_{\text{Ц}}(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 0.04$
$n_{\min} + 8 \cdot \Delta n = 2400$	$b_{\text{Ц}}(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 0.042$
$n_{\min} + 9 \cdot \Delta n = 2600$	$b_{\text{Ц}}(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 0.044$
$n_{\min} + 10 \cdot \Delta n = 2800$	$b_{\text{Ц}}(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 0.046$
$n_{\max} = 3000$	$b_{\text{Ц}}(n_{\max}) = 0.046$



Об'ємна циклова порція дизельного палива, мм³/цикл

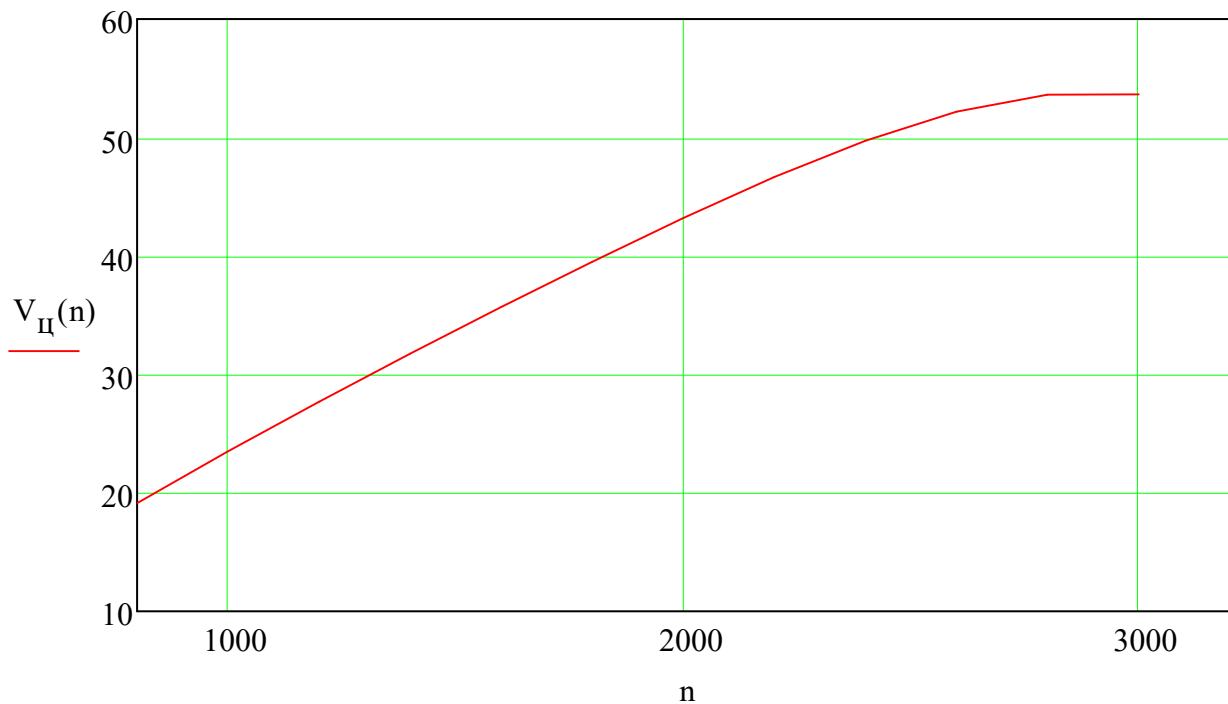
$$V_{II}(n) = \frac{b_e(n) \cdot P_e(n) \cdot \tau \cdot 10^6}{120 \cdot n_H \cdot i \cdot \rho_{II}}$$

Масиви результатів обрахунку

Частота обертання, хв⁻¹

Циклова порція палива, мм³/цикл

$n_{min} + 0 \cdot \Delta n = 800$	$V_{II}(n_{min}) = 19.137$
$n_{min} + 1 \cdot \Delta n = 1000$	$V_{II}(n_{min} + 1 \cdot \Delta n) = 23.502$
$n_{min} + 2 \cdot \Delta n = 1200$	$V_{II}(n_{min} + 2 \cdot \Delta n) = 27.695$
$n_{min} + 3 \cdot \Delta n = 1400$	$V_{II}(n_{min} + 3 \cdot \Delta n) = 31.749$
$n_{min} + 4 \cdot \Delta n = 1600$	$V_{II}(n_{min} + 4 \cdot \Delta n) = 35.691$
$n_{min} + 5 \cdot \Delta n = 1800$	$V_{II}(n_{min} + 5 \cdot \Delta n) = 39.523$
$n_{min} + 6 \cdot \Delta n = 2000$	$V_{II}(n_{min} + 6 \cdot \Delta n) = 43.213$
$n_{min} + 7 \cdot \Delta n = 2200$	$V_{II}(n_{min} + 7 \cdot \Delta n) = 46.672$
$n_{min} + 8 \cdot \Delta n = 2400$	$V_{II}(n_{min} + 8 \cdot \Delta n) = 49.742$
$n_{min} + 9 \cdot \Delta n = 2600$	$V_{II}(n_{min} + 9 \cdot \Delta n) = 52.179$
$n_{min} + 10 \cdot \Delta n = 2800$	$V_{II}(n_{min} + 10 \cdot \Delta n) = 53.634$
$n_{max} = 3000$	$V_{II}(n_{max}) = 53.644$



3.2.4 Визначення параметрів акумулятору палива

Максимальна сумарно циклова об'ємна витрата палива, в мм³

$$V_{ц.з} = V_{ц}(n_{max}) \cdot i = 214.575$$

Робочий об'єм внутрішньої порожнини акумулятору, з урахуванням по запасу палива та необхідності стабілізації хвилювих процесів, в мм³

$$V_{ac} = V_{ц.з} \cdot k_3$$

де $k_3 = 80$ - коефіцієнт запасу по об'єму;

$$V'_{ac} = V_{ц.з} \cdot k_3 = 17165.96$$

Приймаємо внутрішній діаметр порожнини акумулятору рівним, в мм

$$d_{ac} = 10$$

Тоді, довжина внутрішньої порожнини акумулятору, в мм

$$l'_{ac} = \frac{4 \cdot V'_{ac}}{\pi \cdot d_{ac}^2} = 218.564$$

Приймаємо довжину внутрішньої порожнини акумулятору рівною, в мм

$$l_{ac} = 207$$

Внутрішній об'єм палива в акумуляторі, після його накопичення під великим тиском, в мм³

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 - \beta_p \cdot dp)$$

де $dp = p_{ac}$ МПа - перепад тиску у внутрішній порожнині акумулятору

$E_p = 1275$ МПа - модуль об'ємної пружності дизельного палива;

$\beta_p = \frac{1}{E_p} = 7.843 \times 10^{-4}$ 1/МПа - коефіцієнт стиснення дизельного палива;

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 - \beta_p \cdot dp) = 14982.625$$

Внутрішній об'єм в акумуляторі палива, що вивільнився внаслідок стиснення палива, в мм³

$$dV_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} - V_p = 1275.117$$

Об'єм палива в акумуляторі, після нагрівання палива, в мм³

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 + \beta_t \cdot dt)$$

де $dt = 10$ °С - загальний підігрів палива в системі

$\beta_t = 0.000831$ 1/°С - коефіцієнт температурного розширення дизельного палива;

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 + \beta_t \cdot dt) = 16392.844$$

Величина збільшення об'єму палива в акумуляторі палива, внаслідок його підігріву, в мм³

$$dV_t = V_t - \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} = 135.102$$

Дійсний об'єм палива в порожнині паливного акумулятору склав, в мм³

$$V_{ac.д} = \left(\frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} - dV_p + dV_t \right) = 15117.727$$

Розрахунок параметрів міцності акумулятору
Розрахункова товщина стінки акумулятору, в мм

$$\delta_{ст.ас} = \frac{1}{2} \cdot d_{ас} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + 0.4 \cdot p_{ас}}{\sigma_z - 1.3 \cdot p_{ас}}} - 1 \right)$$

де $\sigma_z = 150$ МПа - допустиме напруження на розтягування;

$$\delta_{ст.ас} = \frac{1}{2} \cdot d_{ас} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + 0.4 \cdot p_{ас}}{\sigma_z - 1.3 \cdot p_{ас}}} - 1 \right) = 10.411$$

Виходячи з необхідності забезпечення потрібного запасу міцності та довговічності роботи акумулятору товщина його стінки буде дорівнювати:

$$\delta'_{ас.р} = \delta_{ст.ас} \cdot n_{\sigma.ас}$$

де $n_{\sigma.ас} = 1.35$ - передбачений запас міцності;

$$\delta'_{ас.р} = \delta_{ст.ас} \cdot n_{\sigma.ас} = 14.055$$

Приймаємо робочу товщину стінки циліндру, в мм

$$\delta_{г.пр} = 14$$

Напруження розтягування в стінці акумулятору, від дії максимального тиску палива, в МПа

$$\sigma_p = \frac{p_{ас} \cdot d_{ас}}{2 \cdot \delta_{г.пр}} = 35.714$$

Температурні напруження в стінці акумулятору, в МПа

$$\sigma_t = \frac{(E \cdot \alpha_{ц} \cdot \Delta T)}{[2 \cdot (1 - \mu)]}$$

де $\Delta T = 5$ К - перепад температури по стінці акумулятору;

$\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К - коефіцієнт лінійного розширення;

$E = 1.0 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності матеріалу;

$\mu = 0.25$ - коефіцієнт Пуассона;

$$\sigma_t = \frac{(E \cdot \alpha_{ц} \cdot \Delta T)}{[2 \cdot (1 - \mu)]} = 3.667$$

Сумарні напруження в стінці акумулятору від робочого тиску палива газів та перепаду температур, в МПа
на зовнішній поверхні

$$\sigma'_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_t = 39.381$$

на внутрішній поверхні

$$\sigma''_{\Sigma} = \sigma_p - \sigma_t = 32.048$$

3.2.5 Визначення параметрів паливо-підкачувального насосу

Об'єм палива що приходить на закачування однією секцією, в мм³

$$V_{ac.i} = \frac{V_{ac.d}}{i_{c.n}}$$

де $i_{c.n} = 3$ - кількість секцій паливного насосу;

$$V_{ac.i} = \frac{V_{ac.d}}{i_{c.n}} = 5039.242$$

Розрахунковий діаметр плунжера, в мм

$$d_{п.р} = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{V_{ac.i}}{k_{sd}}}$$

де $k_{sd} = 1.25$ - відношення ходу плунжера, до його діаметра

$$d_{п.р} = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{V_{ac.i}}{k_{sd}}} = 17.25$$

Тоді приймаємо діаметр плунжера, в мм

$$d_{п.пр} = 17.5$$

Відповідно хід плунжера, в мм

$$s_{п.р} = d_{п.пр} \cdot k_{sd} = 21.875$$

Розрахункова площа плунжера, в мм²

$$f_{п} = \frac{\pi \cdot d_{п.пр}^2}{4} = 240.528$$

Активний хід плунжера, в мм

$$s_{п.а} = \frac{V_{ac.i}}{\eta_H \cdot f_{п}}$$

де $\eta_H = 0.92$ - коефіцієнт подачі плунжерного насоса;

$$s_{п.а} = \frac{V_{ac.i}}{\eta_H \cdot f_{п}} = 22.773$$

Відповідно приймаємо хід плунжера, в мм $s_{п.пр} = 24$

3.2.6 Визначення параметрів впорскування палива через форсунку

Функція відносного переміщення поршня

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

Величина поточного значення надпоршневого простору, в м³

$$V_{п}(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_h \cdot \sigma(\varphi)$$

Кут початку впорску палива, в ° п.к.в.

$$\varphi'_{вп} = 360 - \varphi_{вп} = 332$$

Що відповідає поточному значенню надпоршневого простору, в м³

$$V_{п}(\varphi'_{вп}) = 0.00013$$

Кут кінця впорску палива, в ° п.к.в.

$$\varphi''_{вп} = 360 - (\varphi_{вп} - \Delta\varphi_v) = 367$$

Що відповідає поточному значенню надпоршневого простору, в м³

$$V_{п}(\varphi''_{вп}) = 0.00006$$

Тиск в циліндрі на момент початок впорску палива, в Па

$$p'_c = p_d \cdot \left(\frac{V_a}{V_{п}(\varphi'_{вп})}\right)^{n_c} = 1633993.127$$

Середній тиск в циліндрі, під час вприску палива, в Па

$$p_{c.cp} = \frac{p'_c + p_z}{2} = 4604496.564$$

Перепад тиску між паливною системою та порожниною циліндру, в Па

$$\Delta p_{\Pi} = p_{ac} \cdot 10^6 - p_{c.cp} = 95395503.436$$

Середня швидкість витікання палива із форсунки, в м/с

$$w_{\Phi} = \psi \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot \Delta p_{\Pi})}{\rho_{\Pi}}}$$

де $\psi = 0.85$ - коефіцієнт місцевит втрат;

$$w_{\Phi} = \psi \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot \Delta p_{\Pi})}{\rho_{\Pi}}} = 402.706$$

Площа соплового отвору форсунки для подачі палива, в мм²

$$f_{c.o} = \frac{\pi \cdot d_{c.o}^2}{4}$$

де $d_{c.o} = 0.045$ мм - діаметр соплового отвору форсунки;

$$f_{c.o} = \frac{\pi \cdot d_{c.o}^2}{4} = 1.59 \times 10^{-3}$$

Сумарна площа соплових отворів розпилювача форсунки, в мм²

$$f_{p.max} = f_{c.o} \cdot i_{o.\Phi}$$

де $i_{o.\Phi} = 6$ - кількість соплових отворів форсунки;

$$f_{p.max} = f_{c.o} \cdot i_{o.\Phi} = 9.543 \times 10^{-3}$$

Часова тривалість вприску циклової порції палива, в с

$$\tau_{\Pi.\Pi} = \frac{V_{\Pi}(2500) \cdot 10^{-3}}{\mu_{отв} \cdot w_{\Phi} \cdot f_{p.max}} = 0.016$$

де $\mu_{отв} = 0.85$ - коефіцієнт витрати через сопловий отвір форсунки;

3.3 Обґрунтування вибору та принцип роботи запропонованої системи подачі палива

У попередніх розділах було проведено аналіз конструкції та основних експлуатаційних показників дизельного двигуна-прототипу 4Ч 9,8/12,8, а також визначено напрями підвищення ефективності його роботи. На підставі виконаного аналізу встановлено, що одним із найбільш перспективних шляхів покращення енергетичних та економічних показників двигуна є вдосконалення системи подачі палива.

Існуюча система подачі палива двигуна-прототипу має жорсткий механічний зв'язок між процесом подачі палива та частотою обертання колінчастого валу, що обмежує можливості керування процесом упорскування, особливо на часткових навантаженнях і перехідних режимах роботи. Це негативно впливає на якість сумішоутворення, стабільність згоряння та паливну економічність двигуна.

У зв'язку з цим у даному розділі розглядається конструкторське рішення щодо модернізації існуючої системи подачі палива шляхом застосування акумуляторної системи типу Common Rail з електронним керуванням процесом упорскування. Особливістю запропонованого рішення є керування цикловою подачею палива переважно за рахунок регулювання тиску в паливній рампі при сталих або малозмінних керуючих імпульсах форсунок.

Запропонований підхід дозволяє зменшити складність алгоритмів керування, підвищити стабільність процесу впорскування та забезпечити більш сприятливі умови для сумішоутворення і згоряння палива в циліндрах двигуна.

Очікується, що впровадження даного конструкторського рішення сприятиме підвищенню паливної економічності, покращенню екологічних показників та стабільності роботи дизельного двигуна в умовах експлуатації автотранспорту.

З урахуванням результатів порівняльного аналізу систем подачі палива та умов експлуатації дизельного двигуна автотранспорту, у даній роботі запропоновано застосування акумуляторної системи подачі палива типу Common Rail з електронним керуванням процесом упорскування. Вибір даної системи

зумовлений її здатністю забезпечувати гнучке керування параметрами впорскування незалежно від частоти обертання колінчастого валу та режиму роботи двигуна.

Основною відмінністю запропонованого конструкторського рішення є спосіб керування цикловою подачею палива. На відміну від традиційних систем Common Rail, у яких регулювання циклової подачі здійснюється переважно шляхом зміни тривалості керуючих імпульсів форсунок, у даному проекті пропонується здійснювати регулювання подачі палива в основному за рахунок зміни тиску в паливній рампі при сталих або малозмінних керуючих імпульсах.

Такий підхід дозволяє зберегти стабільні умови роботи форсунок, покращити повторюваність процесу впорскування та зменшити вплив електронних затримок на точність дозування палива. Регулювання тиску в рампі здійснюється шляхом керування роботою насоса високого тиску та регулювального клапана, що забезпечує підтримання необхідного рівня тиску відповідно до режиму роботи двигуна.

Принцип роботи запропонованої системи полягає в наступному. Паливо від паливного бака через систему фільтрації подається до насоса високого тиску, де стискується до необхідного рівня та надходить у спільну паливну рампу. У рампі паливо акумулюється під заданим тиском, який контролюється датчиком тиску та регулюється електронним блоком керування. З рампи паливо подається до електромагнітних форсунок, які здійснюють впорскування палива в циліндри двигуна відповідно до керуючих сигналів.

За рахунок зміни тиску в паливній рампі забезпечується необхідна циклова подача палива при практично незмінній тривалості імпульсів керування форсунками. Це дозволяє оптимізувати процес розпилення палива та сумішоутворення в циліндрах двигуна, особливо на малих і середніх навантаженнях, які є характерними для умов експлуатації автотранспорту.

Запропонована система подачі палива поєднує переваги акумуляторної системи Common Rail з відносною простотою алгоритмів керування, що сприяє підвищенню надійності та стабільності роботи двигуна. Очікується, що реалізація

даного конструкторського рішення забезпечить покращення паливної економічності, зниження нерівномірності роботи циліндрів та створить передумови для подальшого вдосконалення процесу згоряння без суттєвого ускладнення конструкції двигуна.

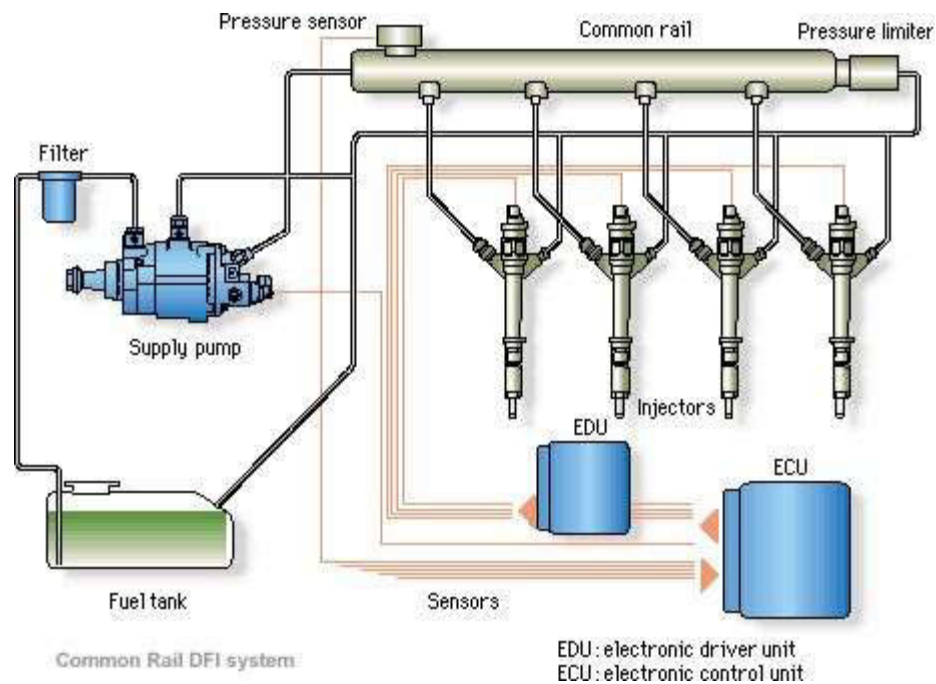


Рис. 3.6 – Система керування Common Rail

На схемі зображено запропоновану акумуляторну систему подачі палива типу Common Rail, адаптовану для дизельного двигуна середньої потужності та умов експлуатації автотранспорту. Система призначена для забезпечення стабільної та керованої подачі палива до циліндрів двигуна з можливістю регулювання циклової порції палива за рахунок зміни тиску в паливній рампі.

Паливо з паливного бака через паливопровід низького тиску подається до системи фільтрації, яка забезпечує необхідний рівень очищення перед подачею до насоса високого тиску. Після фільтрації паливо надходить до насоса високого тиску, де стискується до заданого значення та подається у спільну паливну рампу.

Паливна рампа виконує функцію акумулятора палива та забезпечує вирівнювання пульсацій тиску, що виникають у процесі роботи насоса та впорскування палива. Значення тиску в рампі контролюється датчиком тиску, сигнал з якого надходить до електронного блока керування. На підставі цього

сигналу здійснюється керування роботою насоса високого тиску або регулювального клапана з метою підтримання необхідного рівня тиску відповідно до режиму роботи двигуна.

З паливної рампі паливо подається до електромагнітних форсунок, встановлених у головці циліндрів двигуна. Форсунки здійснюють впорскування палива безпосередньо в циліндри двигуна за керуючими сигналами електронного блока керування. У запропонованій системі тривалість керуючих імпульсів форсунок є сталою або малозмінною, а регулювання циклової подачі палива здійснюється переважно за рахунок зміни тиску в паливній рампі.

Такий принцип роботи забезпечує стабільні умови функціонування форсунок, покращує повторюваність процесу впорскування та сприяє формуванню оптимального факела розпилю палива. Це, у свою чергу, позитивно впливає на процес сумішоутворення та згоряння палива в циліндрах двигуна, особливо на режимах часткових навантажень.

Запропонована схема дозволяє реалізувати переваги акумуляторної системи подачі палива при відносно простій структурі керування, що підвищує надійність системи та робить її придатною для застосування в умовах експлуатації дизельного двигуна автотранспорту.

3.4 Особливості роботи запропонованої системи на різних режимах експлуатації

Запропонована акумуляторна система подачі палива типу Common Rail забезпечує стабільну та керовану роботу двигуна на всіх режимах експлуатації автотранспорту. Основна особливість системи полягає у підтриманні необхідного тиску в паливній рампі при сталих або малозмінних керуючих імпульсах форсунок, що дозволяє ефективно регулювати циклову подачу палива без зміни тривалості впорскування.

На режимах часткових навантажень система забезпечує оптимальний процес розпилення палива та рівномірне сумішоутворення в циліндрах. Це сприяє

зниженню питомої витрати палива, стабілізації процесу згоряння та зменшенню димності вихлопних газів.

На середніх та високих навантаженнях регулювання тиску в рампі дозволяє підтримувати необхідну циклову подачу палива та забезпечує швидку реакцію двигуна на зміну режиму роботи. При цьому зберігається точність дозування палива, що підвищує ефективність використання енергії та знижує ймовірність детонаційних процесів у циліндрах.

Завдяки такій організації подачі палива, запропонована система дозволяє одночасно забезпечити:

- стабільну роботу двигуна при змінних навантаженнях;
- покращену паливну економічність;
- зменшення шкідливих викидів;
- простоту та надійність керування системою без суттєвого ускладнення конструкції двигуна.

Таким чином, акумуляторна система подачі палива з регульованим тиском у рампі є ефективним і технічно обґрунтованим рішенням для підвищення експлуатаційних характеристик дизельного двигуна автотранспорту.

3.5 Очікуваний ефект від впровадження запропонованої системи подачі палива

Впровадження акумуляторної системи подачі палива типу Common Rail з регульованим тиском у рампі дозволяє досягти покращення ключових експлуатаційних та енергетичних показників дизельного двигуна автотранспорту у порівнянні з двигуном-прототипом.

Очікувані переваги запропонованого конструкторського рішення полягають у наступному:

1) Підвищення паливної економічності.

Завдяки стабільному дозуванню та оптимальному розпиленню палива покращується процес сумішоутворення та згоряння, що призводить до зниження питомої витрати палива на одиницю корисної роботи двигуна.

2) Стабільність та плавність роботи двигуна.

Підтримання необхідного тиску в паливній рампі при сталих або малозмінних керуючих імпульсах забезпечує рівномірне упорскування палива, що зменшує нерівномірність моменту та коливання обертів колінчастого валу.

3) Покращення екологічних показників.

Оптимальне згоряння палива знижує димність та шкідливість вихлопних газів, особливо на режимах часткових навантажень, що важливо для експлуатації автотранспорту в закритих та промислових приміщеннях.

4) Зменшення механічного навантаження на компоненти системи подачі палива. Використання акумуляторної рампі вирівнює пульсації тиску, що знижує знос насоса високого тиску та форсунок і сприяє підвищенню ресурсу системи.

5) Можливість подальшого вдосконалення.

Запропонована концепція дозволяє у майбутньому інтегрувати додаткові елементи керування, такі як багато імпульсне впорскування або адаптивне регулювання тиску, без суттєвого ускладнення базової конструкції двигуна.

Очікуваний ефект від впровадження системи підтверджує доцільність використання акумуляторної системи Common Rail як основи для модернізації системи подачі палива дизельного двигуна.

Це конструкторське рішення дозволяє підвищити ефективність роботи двигуна, покращити його економічні та експлуатаційні характеристики та забезпечує надійну та стабільну роботу автотранспорту у різних умовах експлуатації.

3.6 Висновки по розділу

У даному розділі було розглянуто конструкційне рішення щодо вдосконалення системи подачі палива дизельного двигуна автотранспорту. Основна увага приділялася переходу від традиційної механічної системи до акумуляторної системи типу Common Rail з керованим цикловим впорскуванням та регулюванням тиску у паливній рампі.

За результатами аналізу та розрахунків можна зробити наступні висновки:

Вдосконалена система дозволяє точно керувати цикловою порцією палива за рахунок зміни тиску в паливній рампі при сталих або малозмінних імпульсах форсунок. Це забезпечує стабільність роботи двигуна на всіх режимах експлуатації.

Стабільний тиск у рампі знижує пульсації подачі палива, що покращує процес сумішоутворення і згоряння, підвищує економічність і зменшує димність вихлопних газів, особливо на режимах часткових навантажень.

Розрахунки циклової порції та очікуваної потужності показали, що запропонована система дозволяє збільшити ефективну потужність двигуна без зміни геометрії циліндро-поршневої групи та без суттєвого ускладнення конструкції.

Математична модель системи (насос – рампа – форсунки) дозволяє оцінити масу палива на цикл, масову витрату палива за секунду та очікувану потужність двигуна, а також провести порівняльний аналіз з прототипом і оцінити потенційний приріст економічності та продуктивності.

Впровадження запропонованого рішення робить систему більш гнучкою та перспективною для подальшого розвитку, з можливістю інтеграції додаткових режимів впорскування або адаптивного регулювання тиску без суттєвого ускладнення конструкції двигуна.

Отже, розділ 3 показав технічну обґрунтованість і доцільність застосування акумуляторної системи подачі палива Common Rail для підвищення ефективності та надійності роботи дизельного двигуна автотранспорту.

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища внаслідок експлуатації дизеля.

Під час експлуатації дизельних двигунів в атмосферу викидаються відпрацьовані гази, які містять різноманітні хімічні сполуки. Склад і концентрація цих речовин залежать від режимів роботи двигуна, якості палива, технічного стану системи подачі палива та процесу згоряння в циліндрах. Відпрацьовані гази дизельних двигунів чинять негативний вплив як на навколишнє середовище, так і на здоров'я людини, особливо в умовах експлуатації техніки у замкнених або погано вентильованих просторах. За характером впливу компонентів, що містяться у відпрацьованих газах дизельних двигунів, їх поділяють на шість основних груп.

До I групи належать речовини, які не мають суттєвого шкідливого впливу на організм людини та біосферу в цілому. До цієї групи відносять азот (N_2), кисень (O_2), водень (H_2), водяну пару (H_2O), а також вуглекислий газ (CO_2). Незважаючи на відносну нешкідливість для людини, вуглекислий газ є одним з основних парникових газів і відіграє значну роль у глобальних кліматичних змінах.

II групу становить оксид вуглецю (CO), або чадний газ. Ця сполука є надзвичайно токсичною, оскільки здатна зв'язуватися з гемоглобіном крові, порушуючи процеси транспорту кисню в організмі. Підвищений вміст CO у відпрацьованих газах характерний для режимів неповного згоряння палива, що часто спостерігається при нестабільній роботі системи подачі палива.

III групу складають оксиди азоту (NO_x), які утворюються при високих температурах і тисках у камері згоряння. Оксиди азоту негативно впливають на дихальну систему людини, сприяють утворенню фотохімічного смогу та кислотних дощів. Рівень NO_x визначається характером процесу згоряння та рівномірністю подачі палива.

IV група включає вуглеводні, переважно сполуки типу C_nH_m , які є продуктами неповного згоряння дизельного палива. До цієї групи належать алкани, алкени, алкадієни, циклічні та ароматичні сполуки, частина з яких має канцерогенні властивості. Підвищений вміст вуглеводнів у відпрацьованих газах свідчить про порушення процесів сумішоутворення та згоряння.

V групу складають альдегіди, які є токсичними сполуками та мають подразнюючий вплив на слизові оболонки органів дихання і зору. Їх утворення також пов'язане з неповним окисненням палива, особливо при нестабільному впорскуванні.

VI групу становить сажа - тверді частинки вуглецю, які утворюються при дифузійному згорянні дизельного палива. Сажа є однією з найбільш небезпечних складових дизельних викидів, оскільки дрібнодисперсні частинки здатні проникати глибоко в легені людини та накопичувати на своїй поверхні токсичні сполуки.

Рівень забруднення навколишнього середовища від дизельних двигунів значною мірою залежить від ефективності системи подачі палива та якості процесу згоряння. Вдосконалення системи Common Rail, створює передумови для зменшення викидів шкідливих речовин та підвищення екологічної безпеки експлуатації дизельного двигуна.

4.1.2 Заходи щодо зниження шкідливого впливу дизеля на навколишнє середовище

Зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище може бути досягнуте насамперед шляхом цілеспрямованого впливу на процеси сумішоутворення та згоряння палива в циліндрах. Саме характер подачі палива, рівномірність його розпилювання та умови протікання робочого циклу визначають кількісний і якісний склад відпрацьованих газів.

Покращення екологічних показників дизеля може бути забезпечене реалізацією комплексу технічних та експлуатаційних заходів, серед них:

- а) Регулювання кута випередження подачі палива.

Оптимальний вибір кута випередження впорскування дозволяє забезпечити повніше згоряння палива та зменшити утворення оксиду вуглецю, вуглеводнів і сажі. У сучасних системах подачі палива, зокрема типу Common Rail, керування моментом впорскування здійснюється електронно, що дозволяє адаптувати параметри впорскування до режиму роботи двигуна та зменшити токсичність відпрацьованих газів.

б) Удосконалення та оптимізація протікання робочого циклу дизеля.

Покращення процесів сумішоутворення та згоряння досягається за рахунок підвищення тиску впорскування, дрібнодисперсного розпилювання палива та стабільності циклової подачі. Застосування акумуляторної системи подачі палива Common Rail дозволяє зменшити нерівномірність впорскування, що сприяє зниженню вмісту сажі та незгорілих вуглеводнів у відпрацьованих газах.

в) Забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів.

Рециркуляція відпрацьованих газів сприяє зниженню пікових температур згоряння в циліндрі, що, у свою чергу, зменшує утворення оксидів азоту. Ефективність роботи системи EGR значною мірою залежить від стабільності та керованості системи подачі палива, що досягається при використанні сучасних паливних систем з електронним керуванням.

г) Застосування високоякісного дизельного палива та паливних присадок.

Використання палива з покращеними фізико-хімічними властивостями та відповідних присадок сприяє підвищенню повноти згоряння, зменшенню димності та зниженню викидів токсичних компонентів. Стабільна робота системи подачі палива забезпечує більш точне дозування та рівномірне впорскування палива.

д) Забезпечення нейтралізації відпрацьованих газів.

Застосування каталізаторів та фільтрів твердих частинок дозволяє суттєво знизити викиди оксиду вуглецю, вуглеводнів та сажі. Ефективність роботи систем нейтралізації значною мірою залежить від складу відпрацьованих газів, який формується в циліндрі двигуна та безпосередньо пов'язаний з роботою системи подачі палива.

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 60$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.217$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.63$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.217 \cdot 60 \cdot 1.63 \cdot 14.45 = 306.667$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{306.667}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.63 \cdot 14.45} \right) = 0.089$$

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;

$T_{\text{вг}} = 870$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{870}{273}} = 0.313$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.089}{0.313} = 0.284$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.217 \cdot 22.6 = 4.904$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.904 \cdot 60}{3600} = 0.082$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.217 \cdot 40.9 = 8.875$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.875 \cdot 60}{3600} = 0.148$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.217 \cdot 10.5 = 2.279$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.279 \cdot 60}{3.6 \times 10^3} = 0.038$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.217 \cdot 5.6 = 1.215$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.215 \cdot 60}{3.6 \times 10^3} = 0.02$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.217 \cdot 7.6 = 1.649$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.649 \cdot 60}{3.6 \times 10^3} = 0.027$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.082 \\ 0.148 \\ 0.038 \\ 0.02 \\ 0.027 \end{pmatrix} = 0.315$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.082}{0.315} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.148}{0.315} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.038}{0.315} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.027}{0.315} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.02}{0.315} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

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

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

Під час експлуатації та технічного обслуговування дизельного двигуна персонал зазнає впливу ряду небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Їх дія може призводити до погіршення стану здоров'я, зниження працездатності, а в окремих випадках - до виникнення аварійних ситуацій.

Тому дотримання вимог охорони праці та техніки безпеки є обов'язковою умовою безпечної експлуатації дизельного двигуна.

Аналіз небезпечних факторів дозволяє визначити основні загрози та сформуванати комплекс профілактичних заходів, спрямованих на захист обслуговуючого персоналу.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизельного двигуна

При роботі дизельного двигуна, а також його систем і механізмів, виникає низка виробничих факторів, які можуть негативно впливати на життя та здоров'я людини. До основних з них належать:

1) Пари палива та мастильних матеріалів.

Пари дизельного палива та мастильних матеріалів можуть потрапляти в повітря робочої зони внаслідок порушення герметичності паливної або мастильної системи. Вдихання таких парів чинить подразнюючу дію на дихальні шляхи, слизові оболонки очей та шкіру, а при тривалому впливі може спричиняти розвиток хронічних захворювань органів дихання та загальне погіршення самопочуття персоналу.

2) Пожежна безпека

Дизельний двигун належить до пожежонебезпечних об'єктів. Основними причинами виникнення пожеж є несправність електрообладнання, витоки палива або мастила, самозаймання промасленого ганчір'я, несправність запірної арматури,

знос і корозія елементів паливної апаратури, а також недотримання правил пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

Додаткову небезпеку становлять нагріті поверхні двигуна та випускної системи, дотик до яких може спричинити термічні опіки.

3) Електробезпека

При обслуговуванні дизельного двигуна персонал може піддаватися дії електричного струму, що живить стартер, генератор, систему керування подачею палива та допоміжне обладнання. Небезпека ураження електричним струмом виникає у разі пошкодження ізоляції проводів, порушення заземлення або недотримання правил експлуатації електрообладнання.

4) Якість освітлення робочого місця.

Недостатній або нерівномірний рівень освітлення робочої зони ускладнює проведення огляду та технічного обслуговування двигуна, підвищує вірогідність помилок і травмування персоналу. Ефективна система освітлення є необхідною умовою безпечної та продуктивної роботи обслуговуючого персоналу.

5) Ефективність системи вентиляції

У результаті порушення герметичності з'єднань двигуна або його систем у приміщенні можуть накопичуватися токсичні компоненти відпрацьованих газів. Недостатня вентиляція призводить до підвищення концентрації шкідливих речовин у повітрі робочої зони, що створює загрозу отруєння та погіршення стану здоров'я персоналу.

6) Шум та вібрація

Робота дизельного двигуна супроводжується підвищеним рівнем шуму, який негативно впливає на нервову систему людини та знижує працездатність. Тривалий вплив інтенсивного шуму може призводити до професійних захворювань органів слуху.

Вібрація виникає внаслідок динамічної невідновленості рухомих мас двигуна та передається на конструкції і робочі місця. Її тривалий вплив може викликати порушення кровообігу, захворювання опорно-рухового апарату та судинні розлади.

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

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

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $n_H = 2500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 2500 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 60 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(2.5 \times 10^3 + 60^{0.55}) = 33.996$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{2.5 \times 10^3}{2.5 \times 10^3}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 33.996 + 0 = 87.996$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

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

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

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

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{2.5 \times 10^3}{60} = 41.667 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 2.5 \times 10^3 \cdot 60^{0.55} \cdot \frac{1 + 60}{850} = 1.705 \times 10^3$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{2.5 \times 10^3}{2.5 \times 10^3} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{2.5 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{850}{60} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{1.705 \times 10^3}{1} + 0 \right) = 76.318$$

4.3 Висновки по розділу

У четвертому розділі кваліфікаційної роботи розглянуто питання впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище та умови праці обслуговуючого персоналу. Проведено аналіз складу відпрацьованих газів дизельного двигуна та їхнього впливу на здоров'я людини і екологічний стан навколишнього середовища.

Встановлено, що основними джерелами шкідливого впливу є токсичні компоненти відпрацьованих газів, шум, вібрація, а також небезпечні виробничі фактори, пов'язані з використанням палива, мастильних матеріалів та електрообладнання. Показано, що рівень цих впливів значною мірою залежить від технічного стану двигуна та ефективності роботи системи подачі палива.

Розглянуто основні заходи, спрямовані на зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище, серед яких особливу роль відіграє вдосконалення процесів сумішоутворення та згоряння палива. Застосування акумуляторної системи подачі палива типу Common Rail з керованим впорскуванням створює передумови для зменшення викидів оксиду вуглецю, вуглеводнів і твердих частинок за рахунок стабільної та точної подачі палива.

Окрему увагу приділено аналізу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизельного двигуна. Визначено основні ризики, пов'язані з пожежною та електричною безпекою, наявністю токсичних речовин у повітрі робочої зони, а також впливом шуму та вібрації. Це обґрунтовує необхідність дотримання вимог охорони праці та впровадження відповідних організаційно-технічних заходів безпеки.

Таким чином, результати, отримані у четвертому розділі, підтверджують доцільність впровадження запропонованих технічних рішень з удосконалення системи подачі палива не лише з точки зору підвищення ефективності роботи дизельного двигуна, але й з позицій покращення екологічних показників та безпеки умов праці.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективності роботи дизельного двигуна, потужністю 60 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 9,8/12,8, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано призначення та умови експлуатації дизельного двигуна в складі навантажувача, а також розглянуто загальну будову та принцип роботи його основних систем і механізмів.

В другому розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна, на основі яких визначено основні термодинамічні та енергетичні показники. Побудовано індикаторну діаграму, розраховано сили та моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також складові теплового балансу.

В третьому розділі розроблено математичний апарат для опису процесів у системі подачі палива дизельного двигуна. Послідовно розглянуто та проаналізовано роботу насоса високого тиску, трубопроводів високого тиску та форсунки. Наведено основні залежності для визначення витрати палива, тиску впорскування, швидкості руху палива та втрат у елементах паливної апаратури. Виконано розрахунки, щодо визначення витратних характеристик системи подачі палива, що дозволило оцінити вплив окремих параметрів на характер процесу впорскування та ефективність сумішоутворення.

В четвертому розділі проаналізовано вплив роботи дизельного двигуна на навколишнє середовище та умови праці обслуговуючого персоналу. Розглянуто небезпечні та шкідливі виробничі фактори, пов'язані з експлуатацією дизеля, а також виконано оцінку рівнів шуму та вібрації. Запропоновано організаційні та технічні заходи, спрямовані на підвищення безпеки праці та зниження негативного впливу двигуна на навколишнє середовище.

У графічній частині роботи представлено конструктивні схеми та розрахункові діаграми, що підтверджують прийняті технічні рішення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.
2. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждабаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.
3. Дідур В.А., Журавель Д.П., Палішкін М.А., Міщенко А.В., Борхаленко Ю.О. Гідравліка. Підручник. - 2015. – 546 с.; 264 іл.
3. О.І. Грабовенко, С.М. Доценко, В. В. Нестеренко, І.А. Швець., Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2.
ISSN 0419-8719,
4. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets., Mathematical Modelling of Emissions of Toxic Components of a Medium Speed Diesel Engine when Operating on Soybean Oil. Proceedings of 27th International Scientific Conference Transport Means, 2023: - Palanqa, Lithuania, 2023 – Part, 985p., pp. 921-927, ISSN 1822-296 X (print) ISSN 2351-7034 (online)
5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
6. Пожарова О. В. Охорона праці : навчальний посібник / О. В. Пожарова. - Одеса, 2022. - 86 с.
7. Система стандартів безпеки праці