

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний ін-т, Транспортний ф-т

(повне найменування інституту, факультету)

Двигуни внутрішнього згорання

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

(ступінь вищої освіти)

на тему Дослідження впливу параметрів системи живлення на індикаторні
показники дизельного двигуна

Виконав: студент(ка) 2м курсу, групи Т-410м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Діаз Ортіз Дональд Девід

(прізвище та ініціали)

Керівник докт. техн. наук, проф. Слинько Г.І.

(прізвище та ініціали)

Рецензент к.т.н., доцент Дядя С.І.

(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний, Транспортний
Кафедра Двигуни внутрішнього згорання
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Двигуни внутрішнього згорання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

 Завідувач кафедри «ДВЗ»
Слинько Г.І.
“01” вересня 2021 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Діаз Ортіз Дональд Девід

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Дослідження впливу параметрів системи живлення на індикаторні показники дизельного двигуна

керівник проекту (роботи) доктор технічних наук, професор Слинько Г.І.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від _____ 2021 року № _____

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 6 грудня 2021 р.

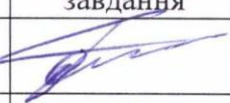
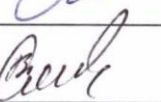
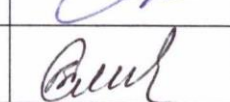
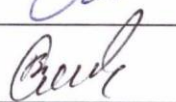
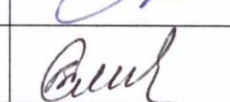
3. Вихідні дані до проекту (роботи) 8-циліндровий 4-тактний дизельний двигун тракторний КамАЗ-740.02-180

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) огляд літератури; опис двигуна КамАЗ-740.02-180 та його системи живлення; розробка методики дослідження; тепловий розрахунок двигуна КамАЗ-740.02-180 при різних значеннях діаметра плунжера; визначення впливу діаметра плунжера ПНВТ та циклової подачі палива на індикаторні показники двигуна; економічний розрахунок витрат на проведення дослідження; розробка заходів з охорони праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

В презентації до захисту представлено основні положення всіх розділів магістерської роботи

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1–4	Слинько Г.І., д.т.н., професор, завідувач кафедри «ДВЗ»		
5	Лазуткін М.І., к.т.н., доцент кафедри «ОПІНС»		
6	Пожуєва Т.О., д.е.н., професор кафедри «ПТБД»		
н/контроль	Слинько В.В., старший викладач кафедри «ДВЗ»		

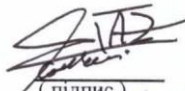
7. Дата видачі завдання «01» вересня 2021 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

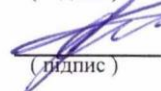
№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2021	
2	Аналітичний огляд літератури та темою досліджуваного питання	15.09.2021	
3	Опис методів досліджень	20.09.2021	
4	Тепловий розрахунок двигуна	05.10.2021	
5	Розрахунок впливу параметрів системи живлення на індикаторні показники двигуна	20.10.2021	
6	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	01.11.2021	
7	Економічне обґрунтування наукової роботи	15.11.2021	
8	Формування висновків з магістерської роботи	20.11.2021	
9	Оформлення пояснювальної записки	25.11.2021	
10	Нормоконтроль	30.11.2021	
11	Розробка презентації та доповіді до захисту	04.12.2021	
12	Подання роботи до захисту	06.12.2021	

Студент(ка)

Керівник проекту (роботи)


(підпис)

Д.Д. Діаз Ортіз
(прізвище та ініціали)


(підпис)

Г.І. Слинько
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 93 с., 18 табл., 18 рис., 1 дод., 34 джерел.

ВИТРАТА ПАЛИВА, ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ,
ДИЗЕЛЬ, ІНДИКАТОРНА РОБОТА, ІНДИКАТОРНИЙ ККД, КАМАЗ-740,
ПАЛИВНИЙ НАСОС ВИСОКОГО ТИСКУ, ПЛУНЖЕР

Широке застосування як дизельних двигунів родини КамАЗ-740, так і інших швидкохідних дизелів, вимагає дослідження впливу окремих конструктивних параметрів на показники цих ДВЗ. З цього випливає актуальність дослідження впливу діаметра плунжера паливного насосу високого тиску на індикаторні показники (середній індикаторний тиск, індикаторна робота, індикаторна витрата палива, індикаторна потужність) дизеля КамАЗ-740.02-180.

Об'єкт дослідження – система живлення дизеля КамАЗ-740.02-180.

Предмет дослідження – вплив діаметра плунжера паливного насосу високого тиску на індикаторні показники двигуна КамАЗ-740.02-180.

Метою даної роботи є дослідження впливу параметрів паливоподачі на енергетичні та економічні індикаторні показники швидкохідного дизельного двигуна автотракторного призначення на прикладі двигуна.

Наукова новизна роботи полягає в тому, що вперше відомі положення теорії ДВЗ щодо впливу параметрів паливоподачі на індикаторні показники дизельного двигуна розширено за рахунок врахування діаметра плунжера паливного насосу високого тиску.

Практична цінність роботи полягає в тому, що результати досліджень можуть бути використані при модернізації дизелів родини КамАЗ-740 та при проектуванні систем живлення 4-тактних дизельних двигунів автотракторного призначення

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, ПОЗНАК І СИМВОЛІВ	7
ВСТУП	8
1 АНАЛІЗ НАУКОВОЇ ЛІТЕРАТУРИ ЗА НАПРЯМКОМ ДОСЛІДЖЕННЯ	10
1.1 Характеристика індикаторних показників ДВЗ	10
1.2 Особливості процесів паливоподачі в дизелях	13
1.3 Висновки за розділом	17
2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ	18
2.1 Технічна характеристика та особливості конструкції двигуна КамАЗ-740.02-180	18
2.2 Особливості конструкції системи живлення двигуна КамАЗ-740.02- 180	20
2.2.1 Паливний насос високого тиску	21
2.2.2 Паливна форсунка	26
2.3 Методика досліджень	28
2.3.1 Методика розрахунку циклової подачі палива	29
2.3.1 Методика теплового розрахунку термодинамічного циклу ДВЗ	29
2.4 Висновки за розділом	32
3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА КАМАЗ-740.02-180	34
3.1 Підготовка даних для теплового розрахунку	34
3.2 Результати теплового розрахунку	42
3.3 Висновки за розділом	45
4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДІАМЕТРА ПЛУНЖЕРА ПНВТ НА ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ КАМАЗ-740.02-180	46
4.1 Розрахунок впливу діаметра плунжера на циклову подачу палива двигуна	46
4.2 Визначення впливу діаметра плунжера на індикаторні показники двигуна	50

4.3 Визначення закону впливу діаметра плунжера на індикаторну потужність та питому витрату палива двигуна	57
4.4 Висновки за розділом	58
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	60
5.1 Аналіз потенційних небезпек	60
5.2 Заходи по забезпеченню безпеки	61
5.3 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії та гігієни праці	62
5.4 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки	70
5.5 Заходи з цивільного захисту	70
5.6 Висновок з розділу	72
6 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ	73
ВИСНОВКИ	81
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	83
ДОДАТОК А Протоколи теплового розрахунку	89

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, ПОЗНАК І СИМВОЛІВ

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

КамАЗ – Камський автомобільний завод;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ПК – персональний комп'ютер;

ПКВ – поворот колінчастого валу;

ПНВТ – паливний насос високого тиску

ЯЗДА – Ярославський завод дизельної апаратури;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

η_i – індикаторний ККД;

d_n – діаметр плунжера ПНВТ, мм;

g_i – питома індикаторна витрата палива, кг/(кВт·год).

g_u – циклову подачу палива двигуна, г/цикл;

L_i – індикаторна робота, Дж/цикл;

$N_{i(1)}$ – індикаторна потужність одного циліндра, кВт;

N_i – індикаторна потужність двигуна, кВт;

p_i – середній індикаторний тиск, Па.

ВСТУП

Актуальність теми дослідження

Широке застосування як дизельних двигунів родини КамАЗ-740, так і інших швидкохідних дизелів, вимагає дослідження впливу окремих конструктивних параметрів на показники цих ДВЗ. З цього випливає актуальність дослідження впливу діаметра плунжера паливного насосу високого тиску на індикаторні показники дизеля КамАЗ-740.02-180, а саме на середній індикаторний тиск, індикаторну роботу, індикаторну витрату палива, індикаторну потужність. Виходячи з ефективності, економічності, надійності, в роботі обґрунтовано вибір діаметра плунжера двигуна КамАЗ-740.02-180.

Об'єкт дослідження – система живлення дизеля КамАЗ-740.02-180, який використовуються для приводу тракторів українського виробництва.

Предмет дослідження – вплив діаметра плунжера паливного насосу високого тиску на індикаторні показники двигуна КамАЗ-740.02-180.

Мета і завдання дослідження

Метою даної роботи є дослідження впливу параметрів паливоподачі на енергетичні та економічні індикаторні показники швидкохідного дизельного двигуна автотракторного призначення.

Для досягнення мети, вирішено ряд задач:

- з аналізу літературних джерел визначено основні параметри системи живлення дизельного ДВЗ, що мають вплив на його індикаторні показники.
- вибір дизельного двигуна в якості об'єкта досліджень, огляд його конструкції, конструкції та параметрів системи живлення, визначення технічних характеристик для порівняння з отриманими в подальшому даними;
- провести теплові розрахунки при різних значеннях діаметра плунжера і коефіцієнта надлишку повітря;
- визначити вплив діаметра плунжера паливного насоса високого тиску на індикаторні показники (p_i , L_i , η_i , g_i , $N_{i(1)}$, N_i) двигуна КамАЗ-740.02-180;

– знайти закон впливу діаметра плунжера на індикаторну потужність та індикаторну питому витрату палива двигуна КамАЗ-740.02-180.

Методи дослідження: використані методи аналізу наукової літератури та теоретичного узагальнення, методи статистичного аналізу, синтезу, спостереження, метод проектної розробки, регресійний аналіз.

Наукова новизна роботи:

– вперше відомі положення теорії ДВЗ щодо впливу параметрів паливopодачі на індикаторні показники дизельного двигуна розширено за рахунок врахування діаметра плунжера паливного насосу високого тиску.

Практична цінність роботи:

– результати досліджень можуть бути використані при модернізації дизелів родини КамАЗ-740 та при проектуванні систем живлення 4-тактних дизельних двигунів автотракторного призначення.

Апробація

Основні положення досліджень представлені у конкурсній роботі, поданій до участі у Всеукраїнському конкурсі студентських наукових робіт 2021/2022 навчального року.

1 АНАЛІЗ НАУКОВОЇ ЛІТЕРАТУРИ ЗА НАПРЯМКОМ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Характеристика індикаторних показників ДВЗ

Зазвичай техніко-економічні показники двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) – машини, що трансформують тепло в механічну роботу – представляють у вигляді ефективних показників.

Робочий цикл ДВЗ, тобто процеси, що відбуваються в циліндрі, характеризуються індикаторними показниками. Оскільки різні двигуни відрізняються компоновкою, конструктивними особливостями, саме індикаторні показники зручно використовувати для визначення рівня досконалості робочих процесів в двигуні.

На рисунку 1.1 показана індикаторна діаграма дизельного двигуна – зображення зміни стану робочого тіла за цикл. В даному випадку це діаграма зміни тиску від об'єму робочого тіла в циліндрі.

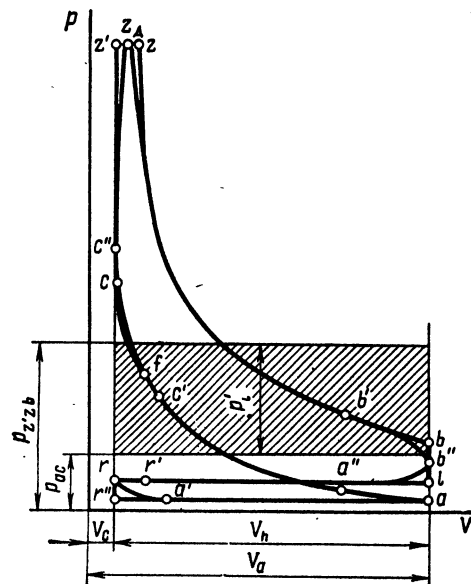


Рисунок 1.1 – Індикаторна діаграма дизельного двигуна [1]

Індикаторна діаграма $P(V)$ дозволяє визначити циклові енергетичних показники двигуна, а саме [2]:

– індикаторну роботу циклу

$$L_i = \int p dV, \quad (1.1)$$

тобто суму значень тиску від зміни об'єму для кожного розрахункового кроку.

– середній індикаторний тиск

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}, \quad (1.2)$$

де $V_h = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S$ – робочий об'єм циліндра;

S – хід поршня.

Індикаторну роботу циклу за формулою (1.1) можна знайти аналітично або графічно. В останньому випадку індикаторна робота – це площа фігури на рисунку 1.1, обмеженої точками асзба.

Індикаторна робота циклу, віднесена до ходу поршня, є теоретичним середнім індикаторним тиском (див. формулу 1.2) [1].

При роботі з повним навантаженням величина середнього індикаторного тиску складає [1, 2]:

– дизелі без наддуву – 0,7...1,1 МПа;

– дизелі з наддувом – 1,3...2,2 МПа.

Робота, що здійснюється газами в циліндрі за одиницю часу, називається індикаторною потужністю. Індикаторна потужність одного циліндра

$$N_{i(l)} = L_i \frac{n}{\tau}, \quad (1.3)$$

де n – частота обертання колінчастого валу;

τ – коефіцієнт тактності, який дорівнює $\tau = 2$ для чотиритактних ДВЗ;

– індикаторна потужність двигуна

$$N_i = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau}, \quad (1.4)$$

де i – число циліндрів.

Економічні показники ДВЗ [2]:

– індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{L_i}{\Delta m_{гц} \cdot H_{ут}}; \quad (1.5)$$

– питома індикаторна витрата палива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_i \cdot H_{ут}}, \quad (1.6)$$

де $3,6 \cdot 10^6$ – числовий коефіцієнт, отриманий за умови, що величину g_i вимірюють в кг/(кВт·год).

Індикаторний ККД характеризує ступінь використання в дійсному циклі теплоти палива для отримання корисної роботи і представляє собою відношення теплоти, еквівалентної індикаторній роботі циклу, до всієї кількості теплоти, внесеної в циліндр з паливом [1].

Для ДВЗ, що працюють на номінальному режимі [1, 2]:

– дизелі без наддуву $\eta_i = 0,45 \dots 0,48$;

– дизелі з наддувом $\eta_i = 0,48 \dots 0,52$;

– судові дизелі великої потужності $\eta_i = 0,53 \dots 0,62$.

При відомому значенні індикаторного ККД можна знайти індикаторну питому витрату палива.

Для ДВЗ, що працюють на номінальному режимі [1, 2]:

- дизелі без наддуву $g_i = 0,175 \dots 0,210$ кг/(кВт·год);
- дизелі з наддувом $g_i = 0,164 \dots 0,175$ кг/(кВт·год);
- судові дизелі великої потужності $g_i = 0,140 \dots 0,160$ кг/(кВт·год).

1.2 Особливості процесів паливоподачі в дизелях

Паливо в камери згорання дизелів подається в кінці стиснення за $10 \dots 20^\circ$ до ВМТ, де за $0,002 \dots 0,010$ с воно повинно перемішатися з повітрям та згоріти. Згорання відбувається швидко, дизель працює «жорстко», в $2 \dots 3$ рази жорсткіше за бензиновий двигун. Тому вимоги до паливоподачі та сумішоутворення дизелів набагато вищі [3].

У зв'язку з дуже малим часом сумішоутворення в дизелях для повнішого згорання палива (тобто підвищення його економічності) повітря вводять більше, ніж у бензинових двигунах. На номінальному режимі коефіцієнт надлишку повітря у дизелів складає $\alpha = 1,4 \dots 2,2$ [3, 4].

Сумішоутворення має забезпечити:

- рівномірне перемішування палива з повітрям;
- поступове згорання палива в часі;
- повне використання повітря в камері згорання при мінімально можливому значенні α ;
- максимально м'яку роботу дизеля.

Перераховані вимоги зазвичай виконують за рахунок вибору форми камери згорання (бувають розділені та нерозділені), параметрів розпилювача форсунки (конструкція сопла впливає на розмір та швидкість крапель, тип сумішоутворення), параметрами системи паливоподачі (тиск, циклова подача, закон подачі палива), тип сумішоутворення (об'ємне, плівкове, об'ємно-плівкове).

Залежно від навантаження двигун повинен розвивати різну потужність, яка перш за все залежить від кількості палива, що подається, якості його згоряння і часу (в ° ПКВ) подачі палива. Відповідно до цього необхідно забезпечити виконання таких вимог [3, 5]:

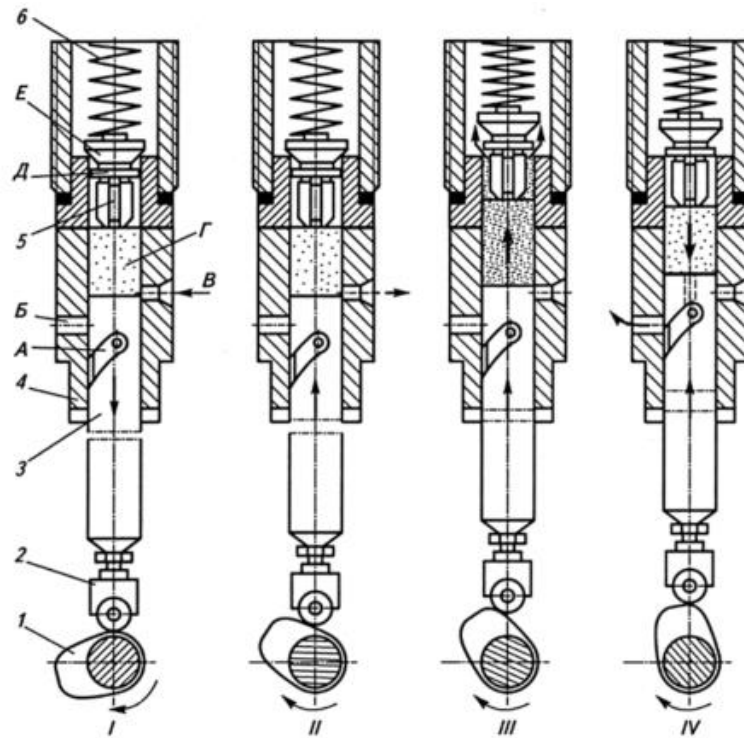
- подачу при високому тиску – більшому, ніж потрібно для роботи форсунки;
- регулювання циклової подачі палива;
- регулювання моменту початку подачі.

Усі ці функції виконує паливний насос високого тиску (ПНВТ), основою якого є плунжерна пара. Плунжерна пара являє собою поршневий (плунжерний) гідронасос і складається з двох деталей: плунжера 3 (рис. 1.2) і втулки 4. Ці деталі прецизійні. Зазор у якісній плунжерній парі становить 1...3 мкм. Зазвичай плунжерна пара подає паливо для однієї форсунки.

Втулка має два вікна: верхнє – впускне і нижнє – перепускне Б. На плунжері виконана канавка, верхній край якої гострий спеціального профілю – відсічна кромка Л. Зверху в плунжері є отвір, що з'єднується з цією канавкою. Плунжер рухається вгору під дією кулачка 1, а вниз під дією пружини (на рисунку не показана). На виході із плунжерної пари встановлений нагнітальний клапан 5 [3].

Коли плунжер знаходиться в нижньому положенні (рис. 1.2, I), паливо надходить у порожнину Г із впускного вікна під тиском 0,12...0,15 МПа, який створює підкачувальний насос. При набіганні кулачка 1 на ролик штовхача 2 плунжер починає рухатися вгору, при цьому частина палива виходить у впускне вікно (рис. 1.2, II).

Коли плунжер перекриє впускне вікно (рис. 1.2, III), зростає тиск палива, – це момент початку нагнітання. Якісна плунжерна пара забезпечує тиск 50...70 МПа. Подальший рух плунжера призводить до відкриття нагнітального клапана 5 і паливо йде до форсунки – це момент початку подачі. За часом моменти початку нагнітання та початку подачі майже збігаються, тому далі застосовуватимемо термін «момент початку подачі» [3].



I - впуск палива; II - початок руху плунжера вгору; III - момент початку нагнітання; IV - момент відсічення подачі; Л - відсічна кромка; Б - перепускне вікно; В - впускне вікно; Г - надплунжерний простір; Д - розвантажувальний пояс; Е - запірна частина клапана; 1 - кулачок; 2 - штовхач; 3 – плунжер; 4 - втулка плунжера; 5 - нагнітальний клапан; б - пружина клапана

Рисунок 1.2 – Схема роботи плунжерної пари ПНВТ [3]

Коли при подальшому русі відсічна кромка А плунжера відкриває вікно перепуску (рис. 1.2, IV), в якому тиск становить $0,11 \dots 0,12$ МПа, паливо з порожнини Г під дією перепаду тиску ($50 \dots 0,11$ МПа) по отвору у плунжері та відсічній канавці перетікає у перепускне вікно Б. Тиск у порожнині різко падає. Нагнітальний клапан 5 сідає у гніздо. Подача палива припиняється – це момент кінця подачі палива (відсікання подачі). Плунжер продовжує рухатися далі, але подачі палива немає, воно перетікає у вікно перепуску.

Хід плунжера, що відповідає відстані від початку перекриття впускного вікна до початку відкриття вікна, називається активним або робочим h_a . Його треба відрізнити від повного ходу плунжера h_n [3].

Описана конструкція плунжерної пари забезпечує виконання вимог до роботи ПНВТ:

- подача палива при високому тиску;
- регулювання циклової подачі (поворотом плунжера);
- регулювання моменту початку подачі.

Також існують плунжерні пари розподіленого типу, які забезпечують паливом декілька форсунок по черзі. Такі насоси простіші, дешевші, мають менше регулювань. Проте рядні ПНВТ мають більшу довговічність, стабільність в роботі, простіші в обслуговуванні.

В акумуляторній системі паливоподачі, більше відомій як Common rail, односекційний ПНВТ накачує паливом під високим тиском (до 30 МПа, в окремих системах до 60 МПа) до акумулятора – циліндричної ємності, з якої паливо подається до форсунок. Застосування такої системи дозволяє покращити паливоподачу на низьких та середніх навантаженнях, а завдяки комп'ютерному керуванню система Common rail дозволяє більш точно дозувати час та кількість подачі палива.

Відомо багато наукових досліджень, зокрема [6–13], щодо впливу параметрів розпилювачів дизельних форсунок на техніко-економічні показники ДВЗ. В рамках даної роботи зосереджуватись на цьому не будемо. В той же час узгодженню роботи паливного насосу високого тиску (ПНВТ) і ДВЗ приділяється мало уваги. Існують окремі методики розрахунку ПНВТ [1, 14], в тому числі достатньо детальні [15, 16, 17], проте вони не дозволяють визначити безпосередній вплив конструктивних параметрів ПНВТ на індикаторні показники дизеля.

1.3 Висновки за розділом

З аналізу літературних джерел визначено особливості паливоподачі в дизелях різних типів. Визначені основні параметри системи живлення дизельного ДВЗ, що мають вплив на його індикаторні показники. Вплив процесів розпилювання дизельної форсунки розглянуто в багатьох наукових роботах, тому необхідно зосередитись на вирішенні актуальної задачі дослідження впливу параметрів паливного насосу високого тиску, зокрема, діаметру плунжера, на індикаторні показники дизельного двигуна.

2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

2.1 Технічна характеристика та особливості конструкції двигуна КамАЗ-740.02-180

Двигун КамАЗ-740 – дизельний, 8-циліндровий, з V-подібним розташуванням циліндрів, рідинного охолодження. Двигуни КамАЗ-740 випускаються у великій кількості модифікацій, які відрізняються особливостями монтажу, потужністю від 180 к.с. до 360 к.с., наявністю чи відсутністю турбонаддуву, екологічними сертифікатами «Євро»-1,2,3,4,5. Двигуни КамАЗ-740 встановлюються на вантажні автомобілі, автобуси, на будівельну, сільськогосподарську та військову техніку, тепловози, судна, стаціонарні силові установки.

Для дослідження впливу параметрів системи живлення на індикаторні показники дизельного двигуна вибираємо об'єктом дослідження модифікацію двигуна КамАЗ-740.02-180 (рисунок 2.1). Дана модифікація двигуна встановлюється на трактори Т-150, Т-150К, ХТЗ-16331 (рисунок 2.2), а також на кормоподрібнювач ІФА [18, 19].

Характеристики двигуна наведено в таблиці 2.1.

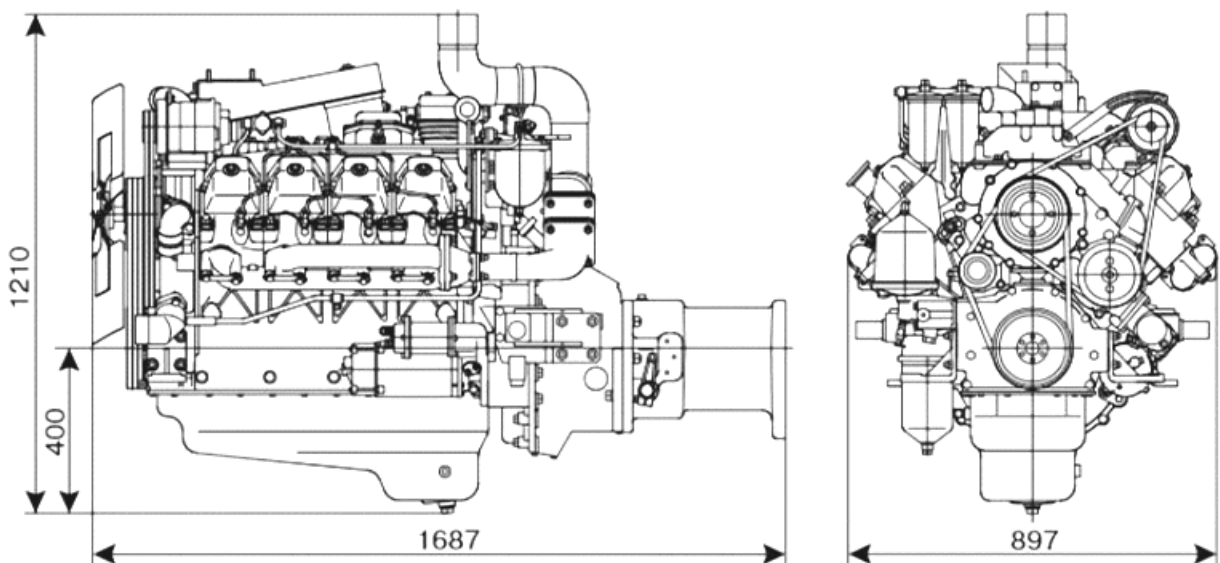


Рисунок 2.1 – Загальний вигляд дизельного двигуна КамАЗ-740.02-180 [18]



Рисунок 2.2 – Трактор ХТЗ-16331 з двигуном КамАЗ-740.02-18 [19]

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика двигуна КамАЗ-740.02-180 [18,19]

Параметр	Величина
1	2
Тактність	4-тактний
Розташування і кількість циліндрів	V-8
Кут розвалу циліндрів, град.	90
Діаметр циліндра, мм	120
Хід поршня, мм	120
Робочий об'єм циліндрів, л	10,85
Порядок роботи циліндрів	1-5-4-2-6-3-7-8
Ступінь стиснення	16
Номінальна потужність, к.с. / кВт	180 / 132
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	2000

Продовження таблиці 2.1

1	2
Максимальний крутний момент, Н·м	657
Частота обертання максимального крутного моменту, хв ⁻¹	1200...1600
Коефіцієнт запасу крутного моменту, %	20
Витрата мастила на угар, у % від витрати палива	0,5
Мінімальна питома витрата палива, г/(кВт·год)	216
Маса двигуна (силового агрегата), кг	740
Турбонаддув	так
Ресурс, мотогодин	10000
Ємність системи охолодження, л	18

З аналізу характеристик двигуна видно, що КамАЗ-740.02-180 – це дефорсована модифікація двигуна КамАЗ-740. Це необхідно для підвищення ресурсу тракторного двигуна, і може бути виправдано, оскільки тракторний двигун тривалий час працює при максимальному навантаженні (до 20 годин на добу). Двигун відповідає екологічним нормативам «Євро-1», використовується прогресивна технологія охолодження поршня паливом, що знижує можливість появи задирів циліндра при перевантаженнях [20].

2.2 Особливості конструкції системи живлення двигуна КамАЗ-740.02-180

Основні складові системи живлення:

- паливний бак;
- паливні фільтри;
- паливопроводи;

- паливний насос низького тиску;
- паливний насос високого тиску (ПНВТ);
- форсунки.

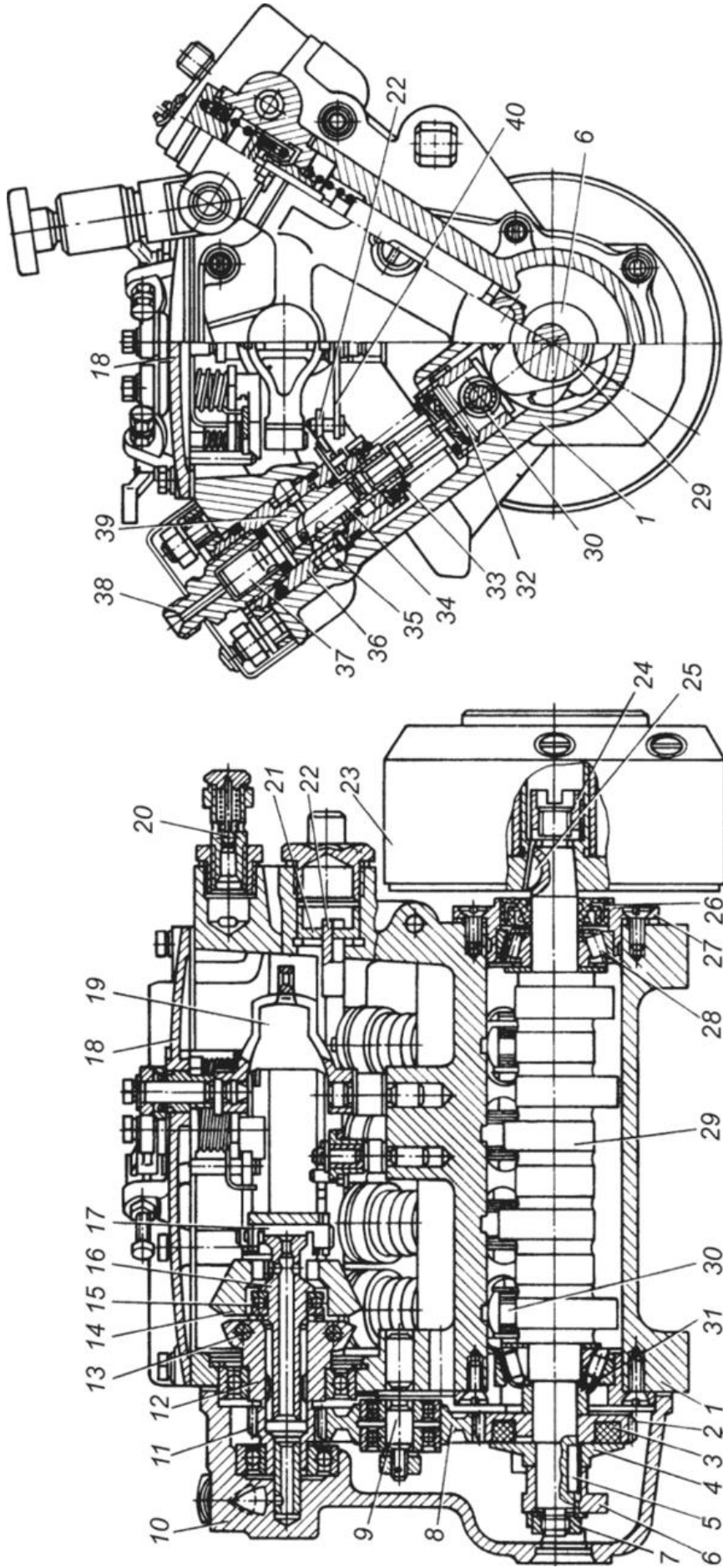
2.2.1 Паливний насос високого тиску

Паливний насос високого тиску двигуна Камаз-740 (рисунки 2.3, 2.4) призначений для подачі в циліндри двигуна в певні моменти часу строго дозованих порцій палива під високим тиском.



Рисунок 2.3 – Паливний насос високого тиску ЯЗДА 337.1111005-40.03

У корпусі ПНВТ двигуна Камаз-740 встановлені вісім секцій, кожна складається з корпусу, плунжерної пари, поворотної втулки, нагнітального клапана, притиснутого через ущільнювальну прокладку до втулки плунжера штуцером. Плунжер здійснює зворотно-поступальний рух під дією кулачка вала й пружини [21].



1 - корпус; 2 - привідне зубчасте колесо; 3 - сухар; 4 - фланець ведучого зубчастого колеса; 5 і 25 - шпонки; 6 - ексцентрик приводу паливopідкачуючого насоса; 7 і 24 - гайки; 8 - проміжне зубчасте колесо; 9 і 17 - пальці; 10 - кришка регулятора; 11 - зубчасте колесо регулятора; 12 - державка вантажів; 13 - вісь вантажів; 14 - вантаж; 15 - упорний шарикopідшипник; 16 - муфта; 18 - верхня кришка; 19 - важіль пружини; 20 - перепускний клапан; 21 - втулка рейки; 22 - рейка; 23 - муфта регулювання випередження впорскування палива; 26 - самопіджимна ущільнююча муфта; 27 - кришка підшипника; 28 - роликовий підшипник; 29 - кулачковий вал; 30 - ролик штовхача; 31 - упорна втулка; 32 - п'ята штовхача; 33 - пружина; 34 - плунжер; 35 - впускний отвір; 36 - корпус секції; 37 - нагнітальний клапан; 38 - штуцер; 39 - втулка плунжера; 40 - важіль рейок.

Рисунок 2.4 – Схема паливного насосу високого тиску дизеля КамаЗ-740 [22]

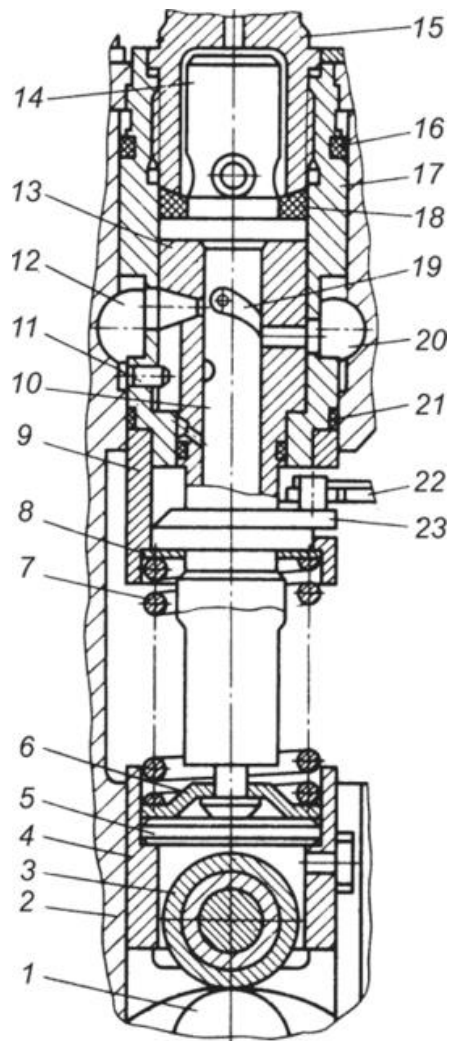
Штовхач від повертання в корпусі паливного насоса ТНВД КамАЗ-740 зафіксовано сухарем. Кулачковий вал обертається в роликотідшипниках, встановлених в кришках і прикріплених до корпусу насоса. Осьовий зазор кулачкового валу регулюється прокладками. Величина зазору повинна бути не більше 0,1 мм.

Для збільшення подачі палива плунжер повертають втулкою, з'єднаною через вісь повідця з рейкою насоса. Рейка переміщується в напрямних втулках. Виступаючий її кінець закритий пробкою. З протилежного боку ПНВТ знаходиться гвинт, який регулює подачу палива усіма секціями насоса. Цей гвинт закритий пробкою і запломбований.

Паливо до ПНВТ підводиться через спеціальний штуцер, до якого болтом кріпиться трубка низького тиску. Далі по каналах в корпусі воно надходить до впускних отворів втулок плунжерів (див. рисунок 2.5). На передньому торці корпусу паливного насоса ПНВТ і на виході палива з нього встановлений перепускний клапан, відкриття якого відбувається при тиску 58,8...78,5 кПа [21]. Тиск відкриття клапана регулюється підбором регулювальних шайб всередині пробки клапана.

Мащення насоса циркуляційне, під тиском від загальної системи змащування двигуна. На двигунах КамАЗ-740 з турбонаддувом встановлений паливний насос з підвищеною енергією впорскування, з протидимним коректором.

Регулятор частоти обертання ПНВТ всережимний, прямої дії, змінює кількість палива, що подається в циліндр в залежності від навантаження, підтримуючи задану частоту. Регулятор встановлений в розвалі корпусу ПНВТ. На кулачковому валу ПНВТ встановлена привідна шестерня регулятора, обертання на яку передається через гумові сухарі. Ведома шестерня виконана заодно з державкою вантажів, що обертається на двох кулькових підшипниках. При обертанні вантажі, що качаються на осях, під дією відцентрових сил розходяться і через упорний підшипник переміщують муфту. Муфта, впираючись в палець, в свою чергу переміщує важіль муфти вантажів.



1 - кулачок розподільчого валу; 2 - корпус насоса; 3 - ролик штовхача; 4 - штовхач; 5 – п'ята штовхача; 6 - тарілка пружини; 7 - пружина; 8 - опорна шайба; 9 - опорна втулка; 10 - плунжер; 11 - штифт; 12 - впускний отвір; 13 - втулка плунжера; 14 - нагнітальний клапан; 15 - штуцер; 16 і 21 - кільце ущільнювача секції; 17 - корпус секції насоса; 18 - шайба; 19 - спіральна канавка плунжера; 20 - перепускний отвір; 22 - рейка; 23 - поворотна втулка плунжера

Рисунок 2.5 – Секція насоса дизеля КамАЗ-740 [22]

Ричаг одним кінцем закріплений на осі, а іншим - через штифт, з'єднаний з рейкою ПНВТ. На осі закріплений важіль, інший кінець якого переміщається до упору в регулювальний болт подачі палива. Важіль передає зусилля важелю через коректор. Ричаг управління подачі палива жорстко пов'язаний з важелем.

До важелів приєднана пружина. Під час роботи регулятора в певному режимі відцентрові сили вантажів врівноважені зусиллям пружини.

На двигуні КамАЗ-740.02-180 встановлено паливний насос високого тиску ЯЗДА 337.1111005-40 (рисунок 2.3, 2.4) з плунжерними парами 337.111150-11 [23, 24]:

- кількість секцій – 8;
- діаметр плунжера – 11 мм;
- максимальний хід плунжера – 13 мм;
- порядок роботи плунжерів 8–4–5–7–3–6–2–1;
- спосіб дозування палива – спіральною кромкою;
- напрямок обертання кулачкового валу зі сторони приводу – правий;
- геометричний початок нагнітання – попередній хід плунжера (від початку його руху до геометричного початку нагнітання у восьмій секції) – $5,65 \pm 0,05$ мм;
- номінальна частота обертання кулачкового валу – 1100 ± 10 хв⁻¹;
- частота обертання на режимі мінімального холостого ходу – 300 ± 10 хв⁻¹;
- частота обертання на режимі максимального крутного моменту – 700 ± 10 хв⁻¹;
- середня циклова подача палива секціями насоса зі стендовим комплектом форсунок на номінальному режимі – 94...98 мм³/цикл;
- середня циклова подача при частоті обертання, що відповідає максимальному крутному моменту – 94...97 мм³/цикл;
- середня циклова подача при частоті обертання $n = 500$ хв⁻¹ – 87,5...97,5 мм³/цикл;
- середня циклова подача палива на режимі мінімального холостого ходу – 15...20 мм³/цикл;
- середня циклова подача палива на пусковому режимі ($n = 100$ хв⁻¹) – 195...220 мм³/цикл;

– нерівномірність подачі палива по секціям насоса зі стендовим комплектом форсунок на номінальному режимі – не більше 6 % [23], не більше 3% [25, 26];

– тиск на вході до ПНВТ – 0,13...0,19 МПа;

– маса ПНВТ – 28,78 кг.

2.2.2 Паливна форсунка

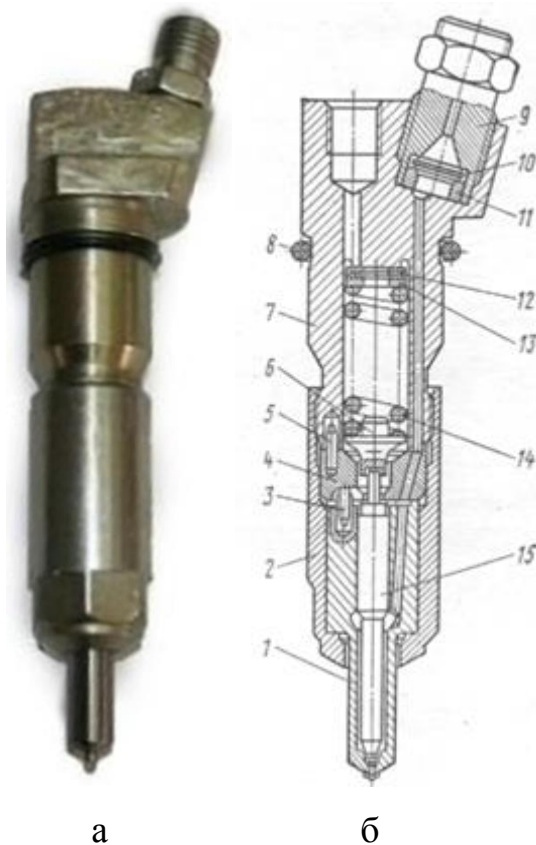
Форсунка двигуна Камаз-740 (рисунок 2.5) закритого типу з многодирчатим розпилювачем і гідравлічно керованою голкою. Всі деталі форсунки зібрані в корпусі [27].

До нижнього торця корпусу форсунки гайкою приєднані проставка і корпус розпилювача, всередині якого знаходиться голка. Корпус і голка розпилювача являють прецизійну пару.

Розпилювач має чотири соплових отвори. Проставка і корпус зафіксовані до корпусу штифтами. Пружина одним кінцем впирається в штангу, яка передає зусилля на голку розпилювача, іншим - в упор.

Паливо до форсунки подається під високим тиском через штуцер. Далі по каналах корпусу, проставки і корпусу розпилювача паливо надходить в порожнину між корпусом розпилювача і голкою і, зрушуючи її, впорскується в циліндр.

Паливо, що просочилось через зазор між голкою і корпусом розпилювача, відводиться через канали в корпус форсунки. Форсунка встановлена в головці циліндрів і закріплена скобою. Торець гайки розпилювача ущільнений від прориву газів гофрованої шайбою.



1 – корпус розпилювача; 2 – гайка розпилювача; 3, 5 – установчі штифти;
 4 – проставка; 6 – штанга; 7 – корпус; 8 – кільце ущільнювача; 9 – штуцер;
 10 – фільтр; 11 – прокладка втулки; 12, 13 – регулювальні шайби; 14 – пружина;
 15 – голка розпилювача

Рисунок 2.6 – Форсунка 273.1112010-31: загальний вигляд (а) і схема (б)

Кільце ущільнювача оберігає порожнину між форсункою і головкою циліндрів від потрапляння пилу і води. На двигунах КамАЗ-740 залежно від потужності та наявності наддуву використовуються форсунки з різною пропускною здатністю, що залежить від кількості отворів та їх діаметра.

На двигуні КамАЗ-740.02-180 встановлено 8 форсунок ЯЗДА 273.1112010-31 з наступними характеристиками [28]:

- установочний діаметр – 25 мм;
- діаметр голки розпилу – 6 мм;
- тиск початку впорскування – 21,3...22,4 МПа

Кожна форсунка ЯЗДА 273.1112010-31 комплектується розпилювачем ЯЗДА 273.1112110-30 (аналог – АЗПИ 1379.1112110.01) [29]:

- кількість соплових отворів – 5;
- діаметр отворів – 0,33 мм;
- коефіцієнт $\mu_f = 0,260 \dots 0,280$.

2.3 Методика досліджень

Для дослідження впливу параметрів системи живлення на індикаторні показники дизельного двигуна розроблено наступну методику. Двигун КамАЗ-740.02-180 використовується для тракторів, тому тривалий час працює при великих навантаженнях. Тому дослідження будемо проводити для номінального режиму двигуна (частота обертання $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$).

Порядок проведення досліджень.

1. Провести тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі за методикою [2];

2. Визначити вплив діаметра плунжера ПНВТ $d_{\text{п}}$ на циклову подачу палива двигуна $g_{\text{ц}}$. Дослідницькі діаметри плунжерів вибираємо зі стандартного ряду згідно ГОСТ 10578-86 [2] – 9 мм, 10 мм, 11 мм (базовий двигун), 12 мм, 13 мм;

3. Провести теплові розрахунки двигуна на номінальному режимі при двох змінних факторах – циклова подача палива і коефіцієнт надлишку повітря α – та визначити їх вплив на індикаторні показники дизеля КамАЗ-740.02-180.

2.3.1 Методика розрахунку циклової подачі палива

В даній роботі цикловою подачею палива називаємо кількість палива, що подається однією секцією паливного насосу високого тиску за один нагнітаючий хід плунжера, виражена в об'ємному $W_{ц, \max}$ (мм³/цикл) або масовому $g_{ц}$ (г/цикл) вигляді. Ця кількість палива, передана по трубці до форсунки, впорскується до камери згорання. Масу розпиленого палива позначаємо величиною $\Delta m_{тц}$, яка в реальних ДВЗ дещо менше, ніж $g_{ц}$, через втрати палива в паливній магістралі та в зазорах форсунки. Проте через малість цих втрат ними нехтуємо, приймаємо $g_{ц} = \Delta m_{тц}$.

Для розрахунку циклової подачі палива, користуємось методикою [14], проте оберненою, оскільки знаходимо величину $g_{ц}$ за діаметром плунжера.

Величина ходу плунжера, звісно, також суттєво впливає на циклову подачу палива, але цей вплив не розглядаємо через те, що ходом плунжера в дизелях регулюється циклова подача на часткових режимах, в той час, як для дослідження обрано номінальний режим.

2.3.1 Методика теплового розрахунку термодинамічного циклу ДВЗ

Для визначення індикаторних показників дизельного двигуна КамАЗ-740.02-180 виконуємо тепловий розрахунок в програмі Engine Calculation за методикою [2].

Крім того, в цій моделі розрахунок виконують для основних процесів (стиснення, згорання, розширення) при зміні кута повороту кривошипа в межах $\varphi = 180 \dots 540^\circ$ для чотиритактного двигуна. Вплив процесів при впуску і випуску враховано сумарно за статистичними даними.

Дана ФММ включає чотири основні диференціальні рівняння:

- перше кінематичне рівняння, або рівняння зміни об'єму робочої порожнини;
- рівняння балансу маси;
- рівняння енергетичного балансу;
- рівняння стану робочого тіла і ряд інших додаткових рівнянь в диференціальній або кінцевій формі. Ці додаткові рівняння потрібні для визначення величин, що входять у вигляді окремих членів або множників в основні рівняння.

Величини циклової масової подачі палива $\Delta m_{\text{тц}}$ і коефіцієнта надлишку повітря α враховуються в початкових даних до програми Engine Calculation, тому її можна використовувати для вирішення задач дослідження.

В ФММ другого рівня другої модифікації процеси газообміну не розглядаються. Стан робочого тіла і його маса на початку стиснення оцінюється приблизно. Тому маса робочого тіла в процесах стиснення–розширення змінюється тільки за рахунок добавки палива при його випаровуванні і згорянні. В цілому ця добавка порівняно невелика, а характер протікання процесів випаровування і згоряння досить складний. Тому наближено відноситимемо зміну маси робочого тіла до процесу згоряння [2].

У дизельних ДВЗ добавка палива по масі складає 3...4 % від загальної кількості робочого тіла, а процес згоряння відстає від процесу випаровування зазвичай на декілька градусів повороту колінчастого валу ($^{\circ}$ ПКВ). Тому загальна похибка прийнятого вище припущення невелика.

Відповідно до прийнятої вище гіпотези зміна маси робочого тіла складає:

$$dm = \Delta m_{\text{тц}} \cdot dx, \quad (2.1)$$

де $\Delta m_{\text{тц}}$ – циклова масова подача палива;

dx – масова частка палива, що згоріло в циліндрі до даного моменту часу.

В процесах стиснення і розширення $dx = 0$ і $dm = 0$, тобто маса робочого тіла є незмінною.

Формула (2.1) є рівнянням масового балансу в циліндрі ДВЗ.

Рівняння енергетичного балансу в циліндрі складене на основі першого закону термодинаміки для закритої нетеплоізованої системи і має вигляд [2]:

$$dT = \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T, \quad (2.2)$$

де T – абсолютна температура робочого тіла;

c_v – питома теплоємність робочого тіла при постійному об'ємі;

dQ_c – елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла за рахунок згоряння;

dQ_w – елементарна кількість теплоти за рахунок зовнішнього теплообміну (теплообміну зі стінками);

k – показник адіабати робочого тіла.

Рівняння (2.2) складене з урахуванням зміни маси робочого тіла, а також теплової (dQ_c , dQ_w) і механічної взаємодії із зовнішнім середовищем.

Система основних рівнянь замикається за допомогою рівняння стану робочого тіла, яке в кінцевій формі має вигляд [2]:

$$pV = RmT, \quad (2.3)$$

де R – газова стала для робочого тіла,

або в диференціальній формі

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \quad (2.4)$$

Система 4-х рівнянь в диференціальній формі є математичним формулюванням ФММ другого рівня [2]:

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_{\pi} r_k \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{\text{тц}} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

Дана система вирішується чисельно. Для практичного використання ФММ реалізована у вигляді комп'ютерної програми Engine Calculation.

В результаті проведення теплового розрахунку можна визначити циклові енергетичні показники двигуна, а саме [2]:

- індикаторна робота циклу L_i ;
- індикаторна потужність одного циліндра $N_{i(1)}$;
- індикаторна потужність двигуна N_i ;
- середній індикаторний тиск p_i ;

і економічні показники:

- індикаторний ККД η_i ;
- питома індикаторна витрата палива g_i .

В програмі Engine Calculation обчислення виконуються з розрахунковим кроком $\Delta\varphi = 1^\circ$ ПКВ.

2.4 Висновки за розділом

Відповідно до теми магістерської роботи «Дослідження впливу параметрів системи живлення на індикаторні показники дизельного двигуна» в

якості об'єкта дослідження обрано дизельний двигун КамАЗ-740.02-180, який встановлюється на трактори українського виробництва. Наведено основні характеристики двигуна, а також виконано аналіз конструкції системи паливоподачі, зокрема, визначено характеристики паливного насосу високого тиску і форсунок. Отримані дані будуть використані в подальшому дослідженні впливу параметрів системи живлення на індикаторні показники дизельного двигуна.

Розроблено методику дослідження, яка включає тепловий розрахунок за фізико-математичною моделлю II рівня, а також розрахунок циклової подачі палива через діаметр плунжерної пари паливного насосу високого тиску. Вказані методики дозволяють вирішити задачі дослідження.

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА КАМАЗ-740.02-180

3.1 Підготовка даних для теплового розрахунку

Тепловий розрахунок двигуна КамАЗ-740.02-180 на номінальному режимі виконується за методикою [2], в основі якої лежить фізико-математична модель (ФММ) другого рівня. Результатами теплового розрахунку є циклові індикаторні і ефективні показники двигуна, а також показники стану робочого тіла в циліндрі протягом циклу.

Початкові дані для розрахунку визначаються згідно до технічної характеристики двигуна (див. розділ 2.1), а також розраховуються за формулами [2].

На основі формули ефективної потужності

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (3.1)$$

розраховуємо робочий об'єм даного циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} = \frac{132 \cdot 10^3}{8 \cdot 0,73 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{2000} = 1,3562 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (3.2)$$

Діаметр циліндра (оціночний):

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0013562}{3,14 \cdot 1}} = 0,120 \text{ м}. \quad (3.3)$$

У двигуна-прототипа $D = 0,12 \text{ м}$.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,12 \cdot 1 = 0,120 \text{ м.} \quad (3.4)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,12}{2} = 0,06 \text{ м.} \quad (3.5)$$

Уточнюємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3.14 \cdot 0,12^2}{4} 0,12 = 1,3565 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (3.6)$$

Розраховуємо усі величини, які являються початковими при використанні ФММ, заносимо їх до таблиці 3.1.

Вид розрахунку: номінальний.

Тип двигуна – дизельний.

1. Теплота згорання палива $H_{\text{цт}} = 42,5 \text{ МДж/кг.}$

2. Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій за емпіричними даними. Для дизельних ДВЗ $m_1 = -0,3...+0,7$. Приймаємо $m_1 = 0,4$.

3. Кількість циліндрів: 8.

4. Компоновка циліндрів: V-подібний.

5. Діаметр циліндра $D = 0.12 \text{ м.}$

6. Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, вона дорівнює

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3.14}{4} 0.12^2 = 11,30 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.7)$$

7. Радіус кривошипа $r_k = 0,06 \text{ м.}$

8. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунного механізму. За прототипом приймаємо довжину шатуна $L_{ш} = 0,258$ м. Тоді

$$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}} = \frac{0,06}{0,258} = 0,2326 \text{ м.} \quad (3.8)$$

9. Площа теплообміну поршня F_p' залежить від конфігурації днища. Якщо днище має складну конфігурацію, то $F_p' > F_p$. Для дизельних ДВЗ $F_p' = (1,0 \dots 1,5) \cdot F_p$;

За прототипом приймаємо:

$$F_p' = 1,35 \cdot F_p = 1,35 \cdot 0,0113 = 15,26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.9)$$

10. Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У дизельних ДВЗ має місце співвідношення $F_k = (1,0 \dots 1,5) \cdot F_p$. Таким чином:

$$F_k = 1,1 \cdot F_p = 1,1 \cdot 0,0113 = 12,43 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.10)$$

11. Об'єм камери стиснення розраховуємо за співвідношенням

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} 0,12^2 \cdot 0,06 \cdot \frac{1}{16 - 1} = 90,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (3.11)$$

12. Двигун оснащено турбокомпресором. Приймаємо ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 1,5$, тому тиск наддуву $p_k = p_o \cdot \pi_k = 151,95$ кПа.

13. Температура повітря на вході в двигун залежить від тиску наддуву і охолодження наддуву повітря. Спочатку розраховуємо температуру на виході з

компресора:

$$T'_k = T_o \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{k \text{ ад}}} \right) = 293 \left(1 + \frac{1,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,7} \right) = 344,4 \text{ K}, \quad (3.12)$$

де $k = 1,40$ – показник адіабати для повітря;

$\eta_{k \text{ ад}} = 0,70 \dots 0,90$ – адіабатний ККД компресора, який залежить від типу і розмірів компресора. Вибираємо $\eta_{k \text{ ад}} = 0,7$.

При малих ступінях підвищення тиску в компресорі ($\pi_k < 1,5$) охолодження наддувочного повітря зазвичай не застосовують. При високих значеннях π_k після компресора встановлюють охолоджувач, в якому знижується температура наддувочного повітря, при цьому температура на вході ДВЗ:

$$T_k = T_o + \sigma(T'_k - T_o) = 293 + 0,7(344,4 - 293) = 329,0 \text{ K}, \quad (3.13)$$

де $\sigma = 0,50 \dots 0,80$ – ступінь охолодження в охолоджувачі, величина σ залежить від конструкції і розмірів охолоджувача.

14. Кут початку згорання φ_c у дизельних ДВЗ залежить від кута випередження впорскування $\Delta\varphi_{\text{оп}}$ і періоду затримки займання палива $\Delta\varphi_i$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{\text{оп}} + \Delta\varphi_i = 360 - 25 + 10 = 345^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (3.14)$$

де $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 20 \dots 35^\circ$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання;

$\Delta\varphi_i = 8 \dots 12^\circ$ – величина, яка залежить в основному від сорту палива (цетанового числа) і умов в циліндрі в кінці стиснення (p_c , T_c).

15. Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{\text{сг}}$, яка визначається в залежності від типу двигуна

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{cr} = 345 + 80 = 425^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (3.15)$$

де $\Delta\varphi_{cr} = 60...100^\circ$ – для дизельних ДВЗ.

16. Кутова швидкість обертання кривошипа ω визначається від частоти обертання колінчатого валу n , с^{-1} :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2000}{60} = 209,3 \text{ рад/с}. \quad (3.16)$$

17. Коефіцієнт надлишку повітря α на номінальному режимі: $\alpha = 1,8$.

18. Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{тц} = \frac{\Delta m_{вц}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{0.001592}{1,8 \cdot 14,45} = 61,2 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}. \quad (3.27)$$

знаходиться в залежності від циклового заряду повітря

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0.0013565 \cdot 1.609 \cdot 0.729 = 1,592 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}, \quad (3.18)$$

де щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{151950}{287 \cdot 329} = 1,609 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.19)$$

коефіцієнт наповнення дорівнює

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{вп}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \quad (3.20)$$

$$\eta_v = \frac{16}{16 - 1} \cdot \frac{151950 - 30390}{151950} \cdot \frac{329}{329 + 40 + 0.02 \cdot 800} = 0.729.$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = 0,2 \cdot p_k = 0,2 \cdot 151950 = 30390$ Па – втрата тиску на впуску;

ΔT – підігрів заряду на впуску, для дизельних ДВЗ $\Delta T = 20 \dots 40$ К;

γ – коефіцієнт залишкових газів, для дизельних ДВЗ $\gamma = 0,02 \dots 0,06$.

T_r – температура залишкових газів, для дизельних двигунів $T_r = 700 \dots 900$ К.

19. Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). На номінальному режимі роботи приймають:

– для деталей із сталі та чавуну $T_w = 550 \dots 650$ К,

– для деталей з алюмінієвих сплавів $T_w = 420 \dots 470$ К.

Приймаємо $T_w = 550$ К.

20. Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 151950 - 30390 = 121560 \text{ Па.} \quad (3.21)$$

21. Початкова температура оцінюється за допомогою формули, отриманої на основі балансу енергії при впуску:

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r) = \frac{1}{1 + 0,02} (329 + 40 + 0,02 \cdot 800) = 377,4 \text{ К.} \quad (3.22)$$

22. Початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів, отже:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,02) \cdot 0,001592 = 1,624 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл.} \quad (3.23)$$

23. Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{16}{16 - 1} \cdot 0,0013565 = 1,447 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (3.24)$$

Початкові параметри повинні задовольняти рівнянню стану, яке в даному випадку є контрольним:

$$\begin{aligned}
 P_a V_a &= R m_a T_a, \\
 121560 \cdot 1,447 \cdot 10^{-3} &= 287 \cdot 1,624 \cdot 10^{-3} \cdot 377,4, \\
 175,8973 &= 175,9016.
 \end{aligned}
 \tag{3.25}$$

Похибка цього рівняння складає 0,0024 %.

24. Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються. Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплекту (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$\begin{aligned}
 m_A &= [m'_p + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_{ш}] \cdot F_p, \\
 m_A &= [250 + 0,25 \cdot 275] \cdot 0,0113 = 3,603 \text{ кг},
 \end{aligned}
 \tag{3.26}$$

де коефіцієнт 0,25 представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини m'_p і $m'_{ш}$ в правій частині формули визначаємо на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ та двигуна-прототипа.

Х. Розрахунковий крок рівний $\Delta\varphi = 1^\circ$.

Результати розрахунків за формулами 3.1-3.26 заносимо до таблиці 3.1 і вводимо до комп'ютерної програми Engine Calculation.

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку робочого циклу двигуна
КамАЗ-740.02-180 до програми Engine Calculation

№	Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
I.	Код двигуна (дизельний (1), бензиновий (0))	1	Y
II.	Вид розрахунку	1	—
III.	Тип двигуна 1. Теплота згорання палива 2. Показник процесу згорання	42500000 0,4	$H_{\text{ут}}, \text{Дж/кг}$ m_1
IV.	Конструктивні дані 3. Кількість циліндрів 4. Рядний (1); V-подібний (0) 5. Діаметр циліндра 6. Площа поршня 7. Радіус кривошипа 8. Відношення $\lambda_k = r_k/L_{\text{ш}}$ 9. Площа теплообміну поршня 10. Площа теплообміну кришки 11. Об'єм камери стиснення	8 0 0,12 $11,30 \cdot 10^{-3}$ 0.06 0.2326 $15,26 \cdot 10^{-3}$ $12,43 \cdot 10^{-3}$ $90,4 \cdot 10^{-6}$	i — $D, \text{м}$ $F_{\text{п}}, \text{м}^2$ $r_k, \text{м}$ λ_k $F'_{\text{п}}, \text{м}^2$ $F_k, \text{м}^2$ $V_c, \text{м}^3$
V.	Наддув 12. Тиск наддуву 13. Температура наддувочного повітря	151950 329,0	$p_k, \text{Па}$ $T_k, \text{К}$
VI.	Регульовальні дані 14. Кут початку згорання 15. Кут кінця згорання	345 425	$\varphi_c, \text{град.}$ $\varphi_z, \text{град.}$
VII.	Режимні дані 16. Кутова швидкість валу 17. Коефіцієнт надлишку повітря 18. Циклова подача палива 19. Середня температура стінок	209,3 1,8 $61,2 \cdot 10^{-6}$ 550	$\omega, \text{рад/с}$ α $\Delta m_{\text{тц}}, \text{кг/цикл}$ $T_w, \text{К}$
VIII.	Початкові умови 20. Тиск 21. Температура 22. Маса робочого тіла 23. Об'єм робочої порожнини	121560 377,4 $1,2127 \cdot 10^{-3}$ $1,4376 \cdot 10^{-3}$	$p_a, \text{Па}$ $T_a, \text{К}$ $m_a, \text{кг/цикл}$ $V_a, \text{м}^3$
IX.	Дані до динамічного розрахунку 24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	3,603	$m_A, \text{кг}$
X.	Розрахунковий крок	1	$\Delta \varphi, \text{град.}$

Виконав

Перевірив



Д.Д. Діаз Ортіс

Г.І. Слинько

3.2 Результати теплового розрахунку

Результати розрахунку отримуємо у вигляді двох протоколів, в одному з них дані теплового розрахунку, в іншому – дані динамічного розрахунку. Чисельні дані в протоколах – з кроком $\Delta\varphi = 1^\circ$, а для скорочення запису в додатку А наведені з кроком 10° ПКВ (тепловий розрахунок) та 20° ПКВ (динамічний розрахунок).

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах повороту кривошипа колінчатого валу (п.к.в.) φ . Розрахунковий діапазон зміни кута повороту кривошипа $\varphi = 180 \dots 540^\circ$, що відповідає умовам ФММ другої модифікації для чотиритактного ДВЗ

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

- середній індикаторний тиск $p_i = 950425,3$ Па;
- індикаторна робота $L_i = 1288,777$ Дж/цикл;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,495493$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,17095$ кг/(кВт·год).

Розраховуємо індикаторну потужність одного циліндра та всього двигуна

$$N_{i(1)} = L_i \cdot \frac{n}{\tau} = 1288,777 \cdot \frac{2000}{2 \cdot 60} = 24,480 \text{ кВт}, \quad (2.2)$$

$$N_i = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} = 8 \cdot 1288,777 \cdot \frac{2000}{2 \cdot 60} = 171,837 \text{ кВт}, \quad (2.3)$$

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна, яка розраховується за формулою:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = 171,837 \cdot 0,78 = 134,033 \text{ кВт}, \quad (3.27)$$

де η_m – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат.

Похибка складає

$$\frac{134,033 - 132}{132} = 1,5 \, \%.$$

Ефективну питому витрату палива розраховуємо за формулою

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,17095 / 0,78 = 0,219 \text{ кг/(кВт·год)}. \quad (3.28)$$

Похибка складає

$$\frac{0,219 - 0,216}{0,216} = 1,5 \, \%.$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 0,9504253 \cdot 0,78 = 0,741 \text{ МПа}. \quad (3.29)$$

Похибка складає

$$\frac{0,741 - 0,73}{0,73} = 1,6 \, \%.$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,495493 \cdot 0,78 = 0,386. \quad (3.30)$$

За даними протоколу теплового розрахунку побудовано згорнуті індикаторні діаграми для номінального режиму в системах координат $p(V)$; $T(V)$ (рис. 2.2, 2.3).

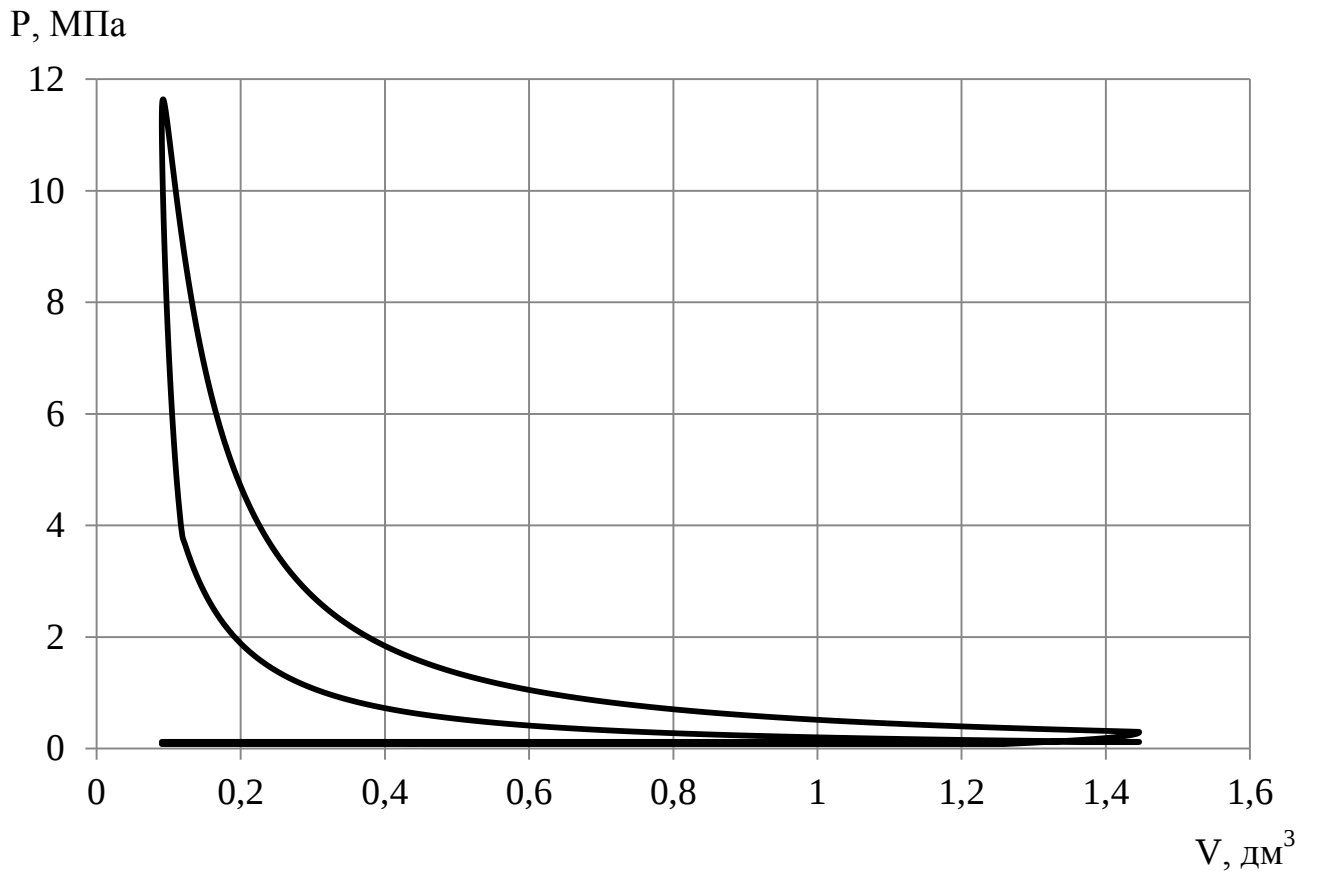


Рисунок 3.1 – Індикаторна P-V діаграма двигуна КамАЗ-740.02-180

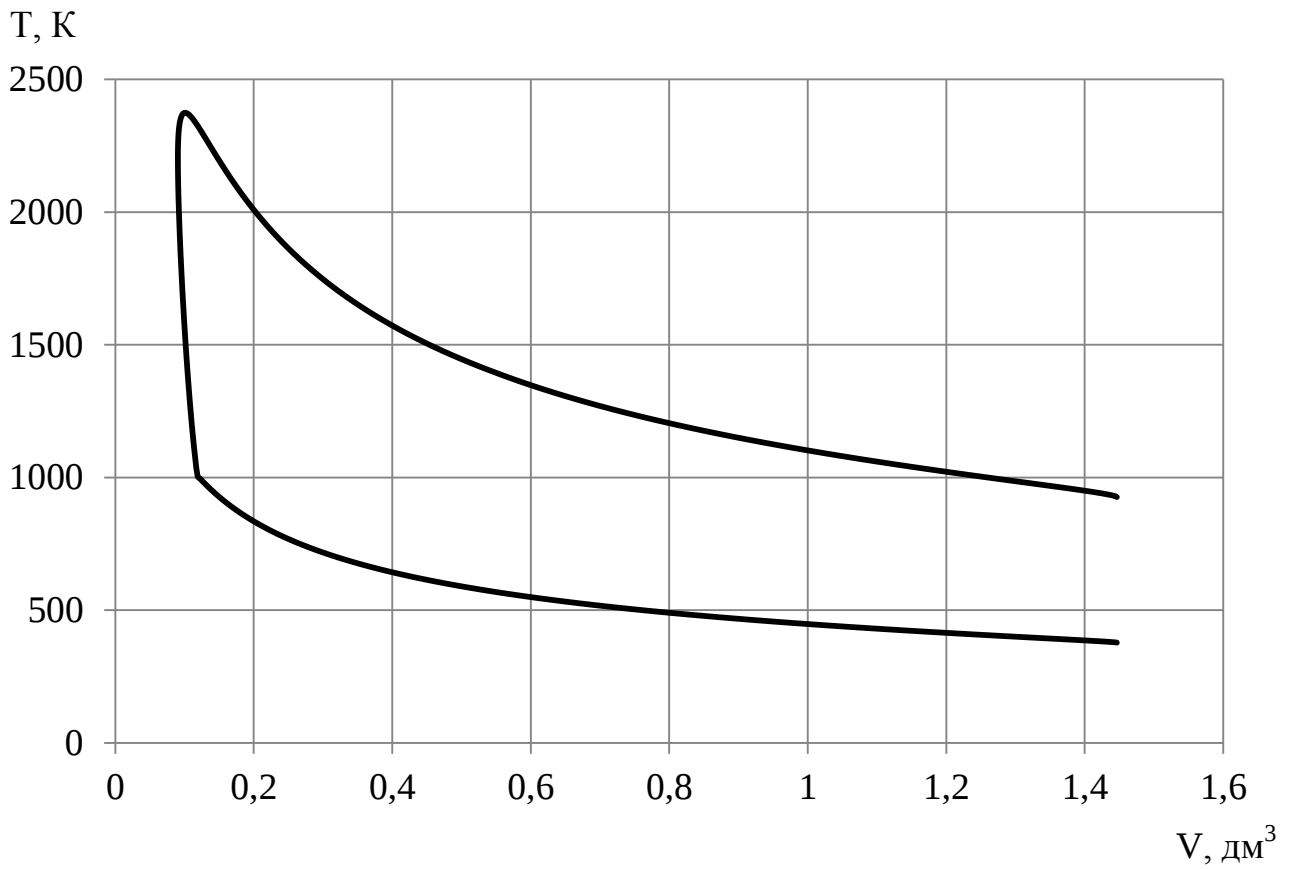


Рисунок 3.2 – Індикаторна T-V діаграма двигуна КамАЗ-740.02-180

3.3 Висновки за розділом

Тепловий розрахунок є основою для проведення варіативних розрахунків дослідження впливу параметрів системи живлення на індикаторні показники дизельного двигуна. В розділі визначено циклові індикаторні енергетичні та економічні показники двигуна КамАЗ-740.02-180 на номінальному режимі, для базової плунжерної пари з діаметром плунжера $d_{\text{п}} = 11$ мм:

- середній індикаторний тиск $p_i = 950425,3$ Па;
- індикаторна робота $L_i = 1288,777$ Дж/цикл;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,495493$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,17095$ кг/(кВт·год).
- індикаторна потужність одного циліндра $N_{i(1)} = 24,480$ кВт;
- індикаторна потужність двигуна $N_i = 171,837$ кВт.

Отримані індикаторні та показники двигуна відповідають статистичним даним до дизельних двигунів з наддувом (табл. 2.7 [2]) за показниками η_i , g_i . Величина середнього індикаторного тиску p_i у розрахованого двигуна знижена, – це пояснюється тим, що двигун КамАЗ-740.02-180 дефорсований (див. розділ 2.1).

Розраховані ефективні показники відповідають паспортним характеристикам двигуна КамАЗ-740.02-180, максимальна похибка складає 1,6 %.

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску $p_{\text{max}} = 11,628$ МПа (при $\varphi = 363^\circ$ ПКВ) і максимальної температури $T_{\text{max}} = 2374,4$ К (при $\varphi = 369^\circ$ ПКВ). Отримані p_{max} і T_{max} не перевищують максимально допустимих значень для дизельних ДВЗ з наддувом (табл. 2.6 [2]).

На підставі вище сказаного можна зробити висновок, що тепловий розрахунок двигуна КамАЗ-740.02-180 виконано вірно.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДІАМЕТРА ПЛУНЖЕРА ПНВТ НА ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ КАМАЗ-740.02-180

4.1 Розрахунок впливу діаметра плунжера на циклову подачу палива двигуна

Вихідними даними для розрахунку є наступні параметри паливного насосу високого тиску (див. розділи 2.1, 2.2):

- діаметр плунжера насоса $d_{\text{п}} = 11$ мм;
- повний хід плунжера $h_{\text{п}} = 13$ мм;
- попередній хід плунжера (від початку його руху до геометричного початку нагнітання) $h_{\text{пх}} = 5,65$ мм;
- кількість насосів на один циліндр $k_{\text{н}} = 1$;
- тип насосу (за способом дозування циклової подачі) – золотниковий.

Далі розраховуємо активний хід плунжера

$$h_{\text{а}} = h_{\text{п}} - h_{\text{пх}} = 13 - 5,56 = 7,35 \text{ мм.} \quad (4.1)$$

Згідно до рекомендацій [14] обираємо необхідні в подальшому розрахунку емпіричні коефіцієнти:

- коефіцієнт подачі насоса залежить від ряду факторів в широких межах навіть в одній системі в залежності від швидкості та навантажувальних режимів її роботи і від регулювальних параметрів. Приймаємо $\varepsilon_{\text{н}} = 0,75$;

$$- \varphi_{\text{п}} = 2,18;$$

$$- m_1 = 0,2.$$

При розрахунках плунжерних пар ПНВТ розрізняють об'єм робочої порожнини втулки плунжера $W_{\text{п}}$ та менший за нього об'єм $W_{\text{ц max}}$, який відповідає максимально можливій подачі в об'ємних одиницях. На відміну від теоретичної подачі, величина $W_{\text{ц max}}$ характеризує дійсну подачу насоса, із

врахуванням об'ємних втрат з робочої порожнини насоса і компенсації деформації палива в робочій порожнині насоса внаслідок його стискаємості.

Розраховуємо $W_{ц\max}$

$$W_{ц\max} = \frac{d_n^3 \cdot \pi \cdot m_1 \cdot k_n \cdot \varepsilon_n}{4\varphi_n}, \quad (4.2)$$

$$W_{ц\max} = \frac{11^3 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 1 \cdot 0,75}{4 \cdot 2,18} = 71,892 \text{ мм}^3/\text{цикл.}$$

Розраховуємо масову циклову подачу палива

$$g_{ц} = W_{ц\max} \cdot \rho_T = 71,892 \cdot 0,85/1000 = 61,108 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл}, \quad (4.3)$$

де $\rho_T = 0,85$ – густина дизельного палива.

Згідно до рекомендацій [14] визначаємо зовнішній діаметр втулки за діаметром плунжера

$$D_n = (1,8 \dots 3,1) \cdot d_n = 19,8 \dots 34,1 \text{ мм}, \quad (4.4)$$

У ПНВТ фактичне значення $D_n = 17$ мм. Правильність вибору діаметра втулки D_n перевіряємо на жорсткість по формулі Ляме, порівнюючи Δd_n з Δ_n

$$\Delta d_n = \frac{P_{\max} \cdot d_n}{E_B} \cdot \left(\frac{D_n^2 + d_n^2}{D_n^2 - d_n^2} + \mu_n \right) < \Delta_n, \quad (4.5)$$

$$\Delta d_n = \frac{22 \cdot 11}{20 \cdot 10^6} \cdot \left(\frac{17^2 + 11^2}{17^2 - 11^2} + 0,28 \right) = 32,9 \cdot 10^{-6} \text{ мм},$$

де $P_{\max} = 22$ МПа – максимальний тиск в трубопроводах;

$E_B = 20 \cdot 10^6$ МПа – модуль упругості матеріалу втулки;

$\mu_n = 0,28$ – коефіцієнт Пуассона матеріалу стінки трубопровода;

$\Delta_{\text{п}} = 0,008$ мм діаметральний зазор між плунжером і втулкою.

Діаметр круглого наповнювального вікна втулки

$$d_o = d_{\text{п}} \cdot \sqrt{\frac{V_{\text{сп}}}{V_{\text{к}} \cdot i}} = 11 \cdot \sqrt{\frac{433,333}{5500 \cdot 1}} = 3,088 \text{ мм}, \quad (4.6)$$

де $i = 1$ – кількості наповнювальних вікон;

$V_{\text{к}} = 5,5 \text{ м/с} = 5500 \text{ мм/с}$ – середня швидкість палива у вікні;

$V_{\text{сп}}$ – середня швидкість плунжера на ділянці геометричної подачі

$$V_{\text{сп}} = \frac{h_{\text{п}} \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{13 \cdot 2000}{30 \cdot 2} = 433,333 \text{ мм/с}, \quad (4.7)$$

Величина d_o відповідає фактичному значенню для ПНВТ ЯЗДА 337.1111005-40 двигуна КамАЗ-740 $d_o = 3$ мм, похибка складає 2,92 %.

Перевірка за формулами (4.4)–(4.7) показує, що розрахунок розмірів і подачі палива двигуна КамАЗ-740.02-180 проведено вірно.

За наведеною методикою розраховуємо значення циклової подачі палива для стандартного ряду згідно ГОСТ 10578-86 [8] – 9 мм, 10 мм, 11 мм (базовий двигун), 12 мм, 13 мм. Результати заносимо до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Залежність циклової масової $g_{\text{ц}}$ та об'ємної $W_{\text{ц max}}$ подачі палива від діаметра плунжера $d_{\text{п}}$

Величина	$d_{\text{п}}, \text{ мм}$				
	9	10	11	12	13
$W_{\text{ц max}}, \text{ мм}^3/\text{цикл}$	39,376	54,014	71,892	93,336	118,668
$g_{\text{ц}} \cdot 10^{-3}, \text{ г/цикл}$	33,470	45,912	61,108	79,335	100,868

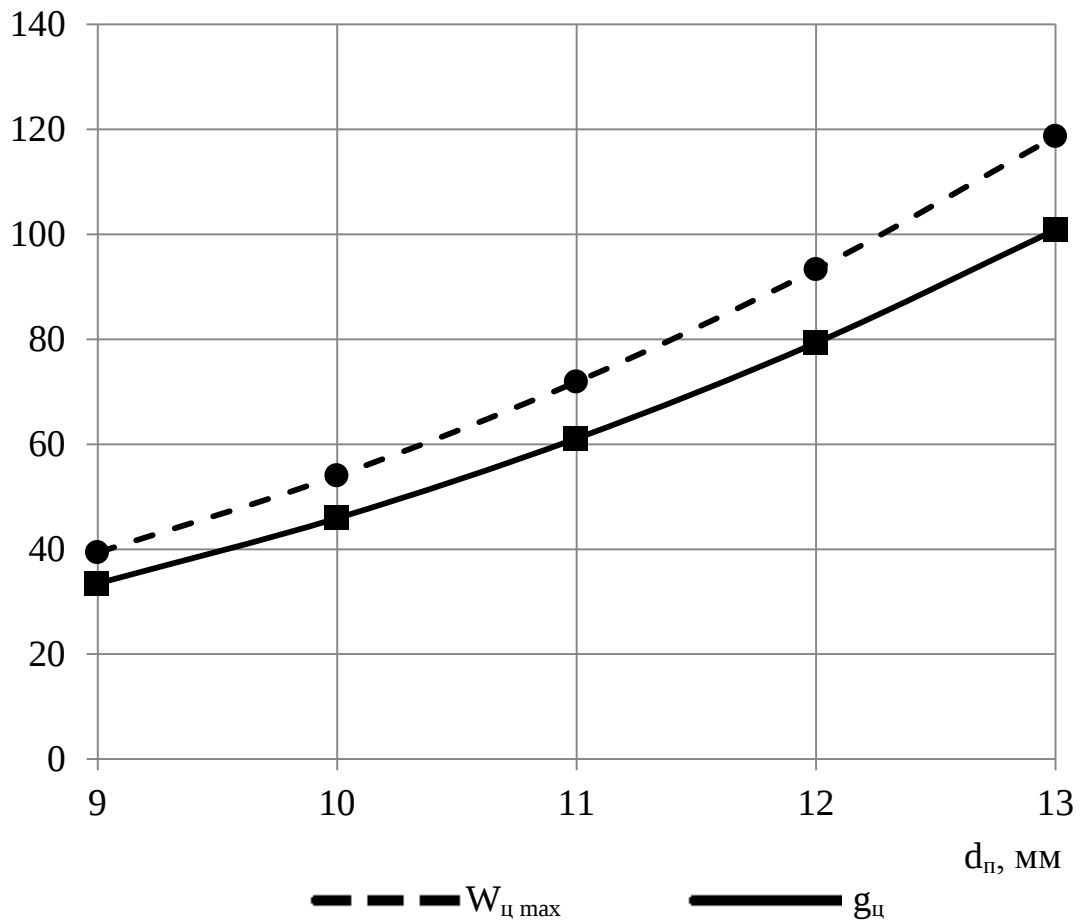
$W_{ц\ max}, \text{ мм}^3/\text{ЦИКЛ}$
 $g_{ц} \cdot 10^{-3}, \text{ г/ЦИКЛ}$


Рисунок 4.1 – Залежність циклової масової $g_{ц}$ та об'ємної $W_{ц\ max}$ подачі палива від діаметра плунжера ПНВТ $d_{п}$

З рисунку 4.1 видно, що графіки залежності циклової масової подачі палива $g_{ц}$ та циклової об'ємної подачі палива $W_{ц\ max}$ від діаметра плунжера $d_{п}$ представляють собою нелінійну функцію. Беручи до уваги формулу (4.2), стає зрозуміло, що залежності $W_{ц\ max} = f(d_{п})$, $g_{ц} = f(d_{п})$ – кубічні, а графіки на рисунку 4.1 представляють собою частини гілки кубічної параболи.

4.2 Визначення впливу діаметра плунжера на індикаторні показники двигуна

Оскільки це було обґрунтовано у розділі 2.3.1, приймаємо, що масова подача палива секцією ПНВТ дорівнює цикловій подачі палива форсункою $g_{\text{ц}} = \Delta m_{\text{тц}}$. Вносимо зміни до початкових даних для розрахунку робочого циклу двигуна КамАЗ-740.02-180 до програми Engine Calculation. Оскільки у дизельного двигуна кількість повітря залишається сталою $\Delta m_{\text{тц}} = 1,592$ г/цикл, а при зміні $\Delta m_{\text{тц}}$ змінюється співвідношення паливо/повітря, то необхідно перерахувати коефіцієнт надлишку повітря α . Величину α знаходимо за оберненою формулою (3.27)

$$\alpha = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\Delta m_{\text{тц}} \cdot \ell_o} \quad (4.8)$$

Для $d_{\text{п}} = 10$ мм

$$\alpha = \frac{1,592}{45,912 \cdot 10^{-3} \cdot 14,45} = 2,40.$$

Розраховані значення α заносимо до таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Залежність циклової масової подачі палива $\Delta m_{\text{тц}}$ і коефіцієнту надлишку повітря α від діаметра плунжера ПНВТ $d_{\text{п}}$ двигуна КамАЗ-740.02-180

Величина	$d_{\text{п}}, \text{ мм}$				
	9	10	11	12	13
$\Delta m_{\text{тц}} \cdot 10^{-3}, \text{ г/цикл}$	33,470	45,912	61,108	79,335	100,868
α	3,292	2,400	1,80	1,389	1,092

За даними таблиці 3.1 та варіативними факторами ($\Delta m_{\text{тц}}$ і α) виконуємо тепловий розрахунок двигуна КамАЗ-740.02-180 в програмі Engine Calculation при значеннях діаметра плунжера ПНВТ $d_{\text{п}} = 9$ мм; 10 мм; 12 мм; 13 мм.

Отримані протоколи для кроку розрахунку 10° ПКВ наведено в додатку А. З протоколів отримано значення наступних індикаторних показників (див. таблицю 4.3):

- середній індикаторний тиск p_i , Па;
- індикаторна робота L_i , Дж/цикл;
- індикаторний ККД η_i ;
- питома індикаторна витрата палива g_i , кг/(кВт·год).

Таблиця 4.3 – Вплив діаметра плунжера ПНВТ $d_{\text{п}}$ на індикаторні показники, максимальні температуру та тиск за цикл дизельного двигуна КамАЗ-740.02-180

Величина	$d_{\text{п}}$, мм				
	9	10	11	12	13
p_i , кПа	554,014	736,137	950,425	1192,661	1465,688
L_i , Дж/цикл	751,242	998,201	1288,777	1617,248	1987,472
η_i	0,5281	0,5116	0,4955	0,4796	0,4636
g_i , г/(кВт·год)	160,39	165,58	170,95	176,60	182,707
$N_{i(1)}$, кВт	12,521	16,637	24,480	26,954	33,125
N_i , кВт	100,166	133,093	171,837	215,633	264,996
p_{max} , МПа	8,795	10,073	11,628	13,485	15,645
(φ , ° ПКВ)	(363 °)	(363 °)	(363 °)	(364 °)	(364 °)
T_{max} , К	1789,5	2055,2	2374,4	2740,4	3158,2
(φ , ° ПКВ)	(368 °)	(369 °)	(369 °)	(369 °)	(369 °)

За формулами (2.2), (2.3) розраховуємо індикаторну потужність одного циліндра та всього двигуна.

У протоколах теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску $p_{\max}$ і максимальної температури $T_{\max}$ та відповідні їм кути ПКВ.

Значення всіх цих величин заносимо до таблиці 4.3, будуємо порівняльні графіки – рисунки 4.2–4.5.

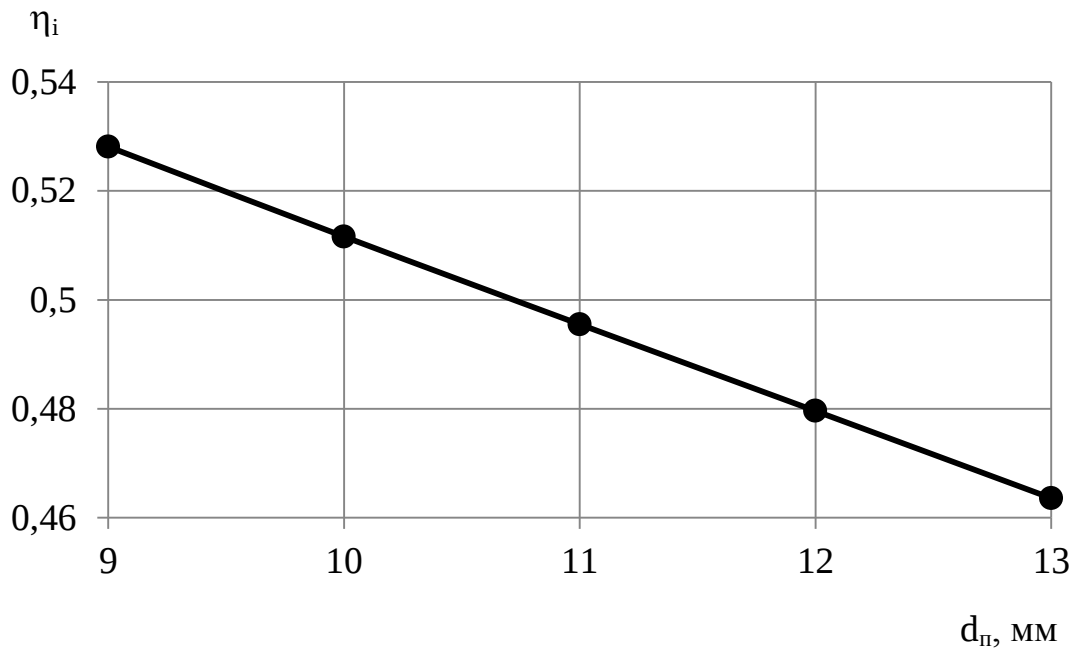


Рисунок 4.2 – Залежність індикаторного ККД η_i від діаметра плунжера ПНВТ $d_{\text{п}}$

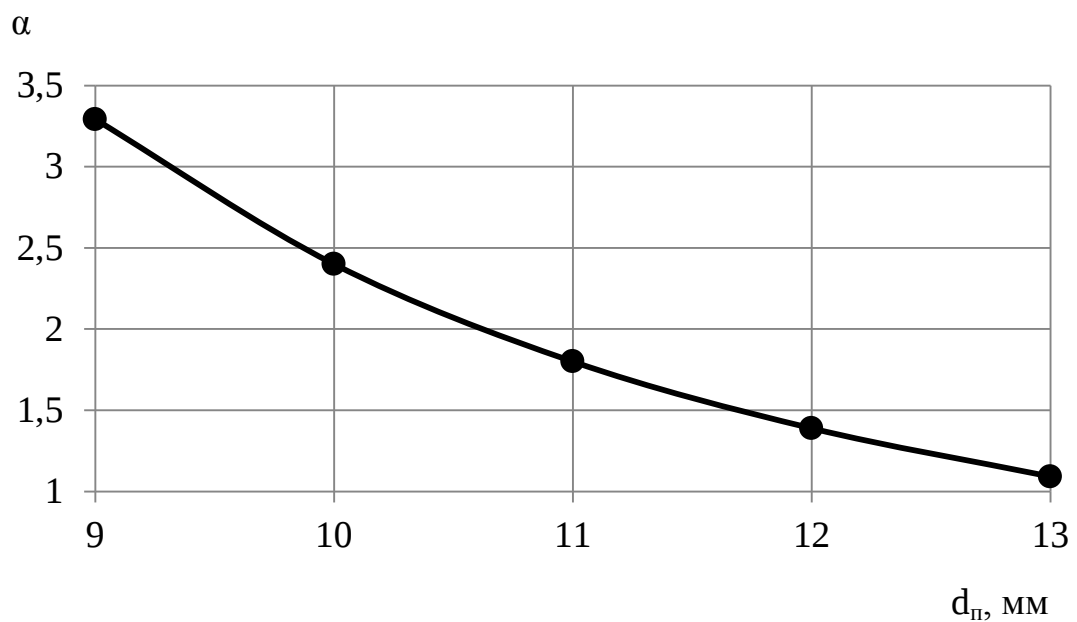


Рисунок 4.3 – Залежність коефіцієнта надлишку повітря α від діаметра плунжера ПНВТ $d_{\text{п}}$

Виходячи з фізичного визначення індикаторного ККД η_i (формула 2.5) та визначеної залежності індикаторного ККД від діаметра плунжера ПНВТ $d_{\text{п}}$ (рис. 4.2) можна зробити висновок, що при зменшенні циклової подачі палива (рис. 4.1) і, відповідно до цього, збільшення коефіцієнта надлишку повітря α (рис. 4.3), паливо згоряє більш ефективно (оскільки збільшується кількість повітря в реакціях окислення).

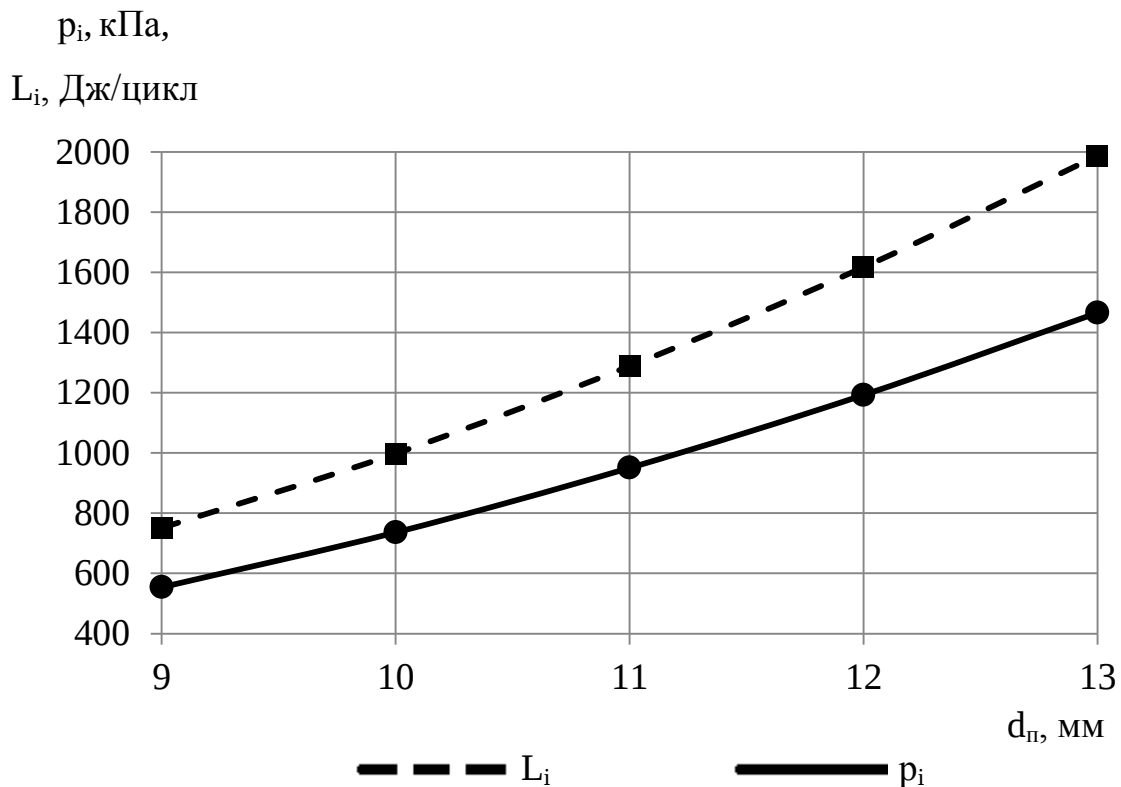


Рисунок 4.4 – Залежність індикаторної роботи L_i та середнього індикаторного тиску p_i від діаметра плунжера ПНВТ $d_{\text{п}}$

В той же час, зменшення циклової подачі палива (і збільшення α) внаслідок зменшення діаметра плунжера ПНВТ $d_{\text{п}}$ (рис. 4.1) призводить до зменшення індикаторної роботи циклу L_i , та, відповідно, до зменшення індикаторної роботи циклу двигуна (рис. 4.4). В двигуні не реалізовується повна потужність (див. графік величини індикаторної потужності $N_{i \text{ на}}$ рис. 4.5) і, крім того, мають місце втрати тепла з відпрацьованими газами.

Збільшення величини діаметра плунжера $d_{\text{п}}$ до 12 мм збагачує паливоповітряну суміш, а коефіцієнт надлишку повітря α зменшується. З літератури [4,5,30,31] відомо, що для нормальної роботи дизеля при номінальній потужності коефіцієнт надлишку повітря має бути $\alpha = 1,8 \dots 2,2$. Якщо він буде менше, то паливо буде згоряти неповністю, що супроводжується димністю, перегрівом деталей двигуна і його роботою при підвищених температурах відпрацьованих газів

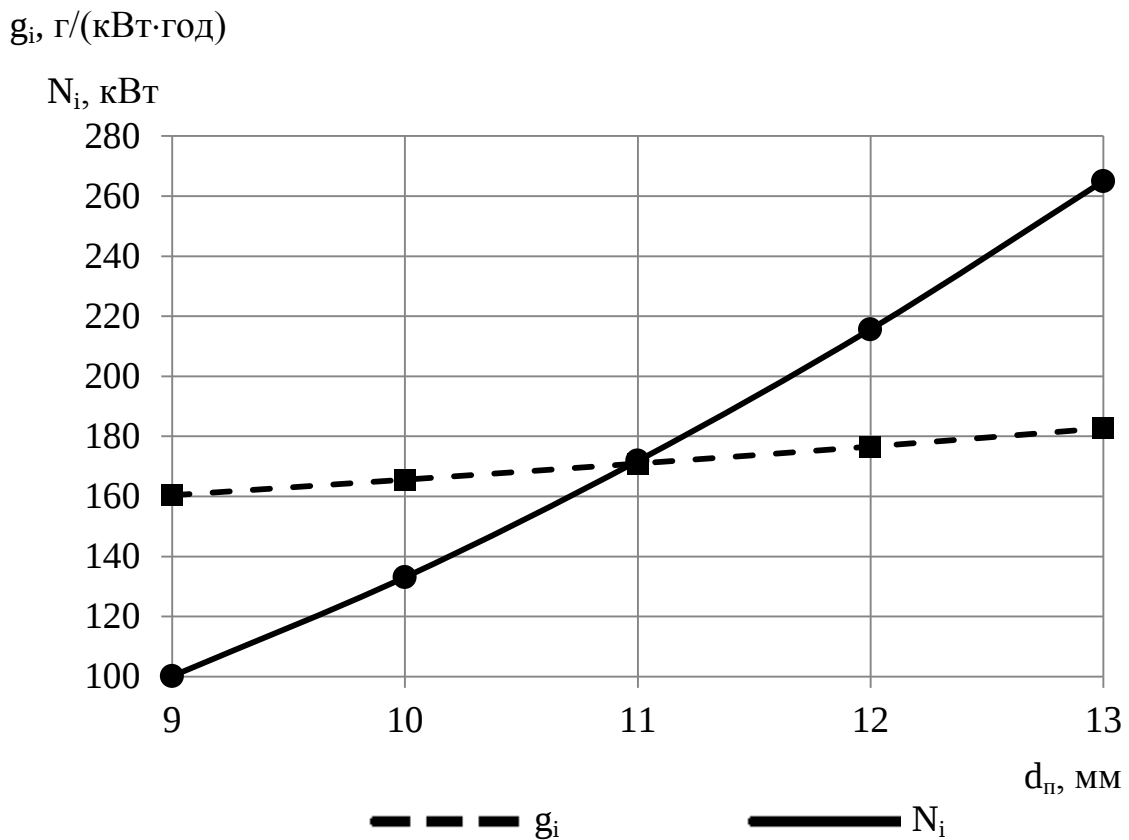


Рисунок 4.5 – Залежність питомої індикаторної витрати палива g_i та індикаторної потужності N_i від діаметра плунжера ПНВТ $d_{\text{п}}$

З огляду на зменшення величини індикаторного ККД η_i при зменшенні діаметра плунжера ПНВТ $d_{\text{п}}$ (рис.4.2), є цілком природним, що і величина питомої індикаторної витрати палива g_i (рис.4.5) зменшується одночасно з цим.

При збільшенні діаметра плунжера ПНВТ на 1 мм (з $d_{\text{п}} = 11$ мм до $d_{\text{п}} = 12$ мм) – тобто на 9,1 % – циклова подача палива $\Delta m_{\text{тц}}$ зростає на 29,83 %, а

індикаторні показники дизеля КамАЗ-740.02-180 змінюються наступним чином:

- індикаторна робота циклу L_i – зростає на 25,49 %;
- індикаторний ККД η_i – зменшується на 3,21 %;
- питома індикаторна витрата палива g_i – зростає на 3,31 %;
- індикаторна потужність двигуна N_i – зростає на 25,49 %.

Оскільки при збільшенні діаметра плунжера ПНВТ спостерігається значне зростання індикаторних енергетичних показників (p_i , L_i , N_i), необхідно здійснювати контроль за тепловими та динамічними навантаженнями деталей двигуна.

З протоколів теплового розрахунку визначено залежність максимального тиску $p_{\max}$ і максимальної температури $T_{\max}$ від діаметра плунжера ПНВТ $d_{\text{п}}$ (табл. 4.3, рис. 4.6). Перебіг зміни стану робочого тіла протягом циклів стиснення–розширення показано на рисунках 4.7, 4.8. Температура та тиск робочого тіла можуть використовуватись для контролю за температурним та навантажувальним впливом зміни циклової подачі палива на деталі двигуна.

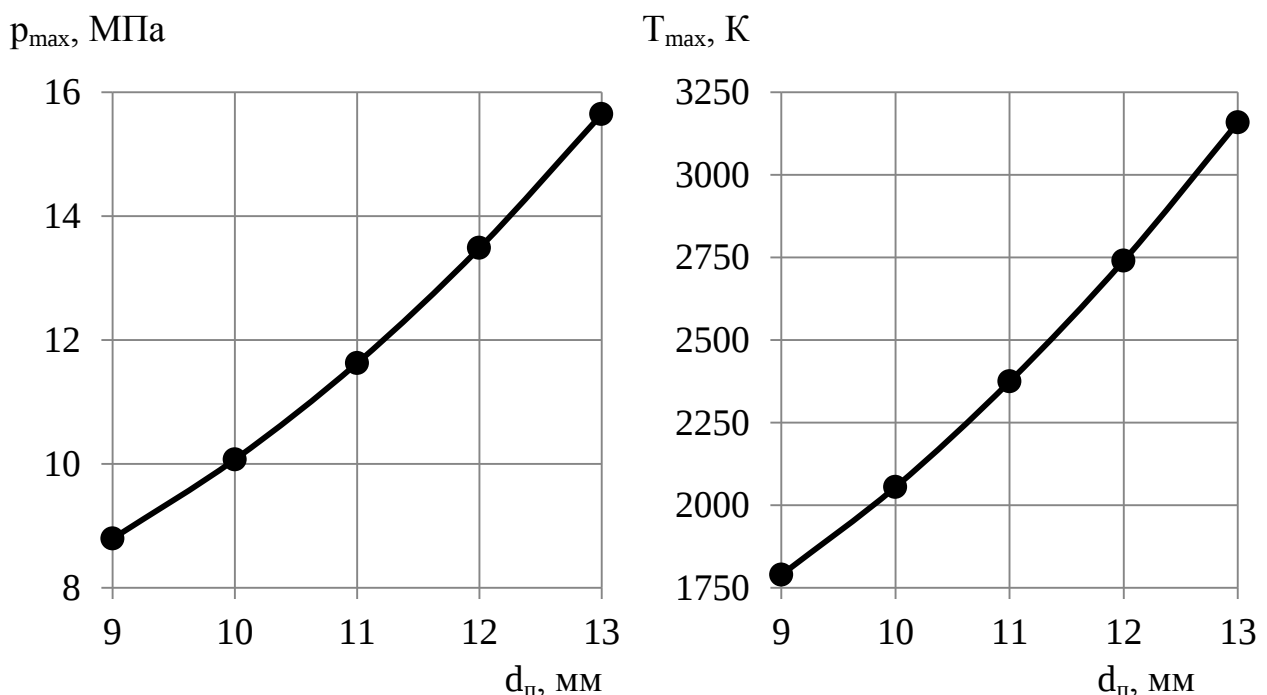


Рисунок 4.6 – Залежність максимального тиску $p_{\max}$ і максимальної температури $T_{\max}$ робочого тіла за цикл від діаметра плунжера ПНВТ $d_{\text{п}}$

p , МПа

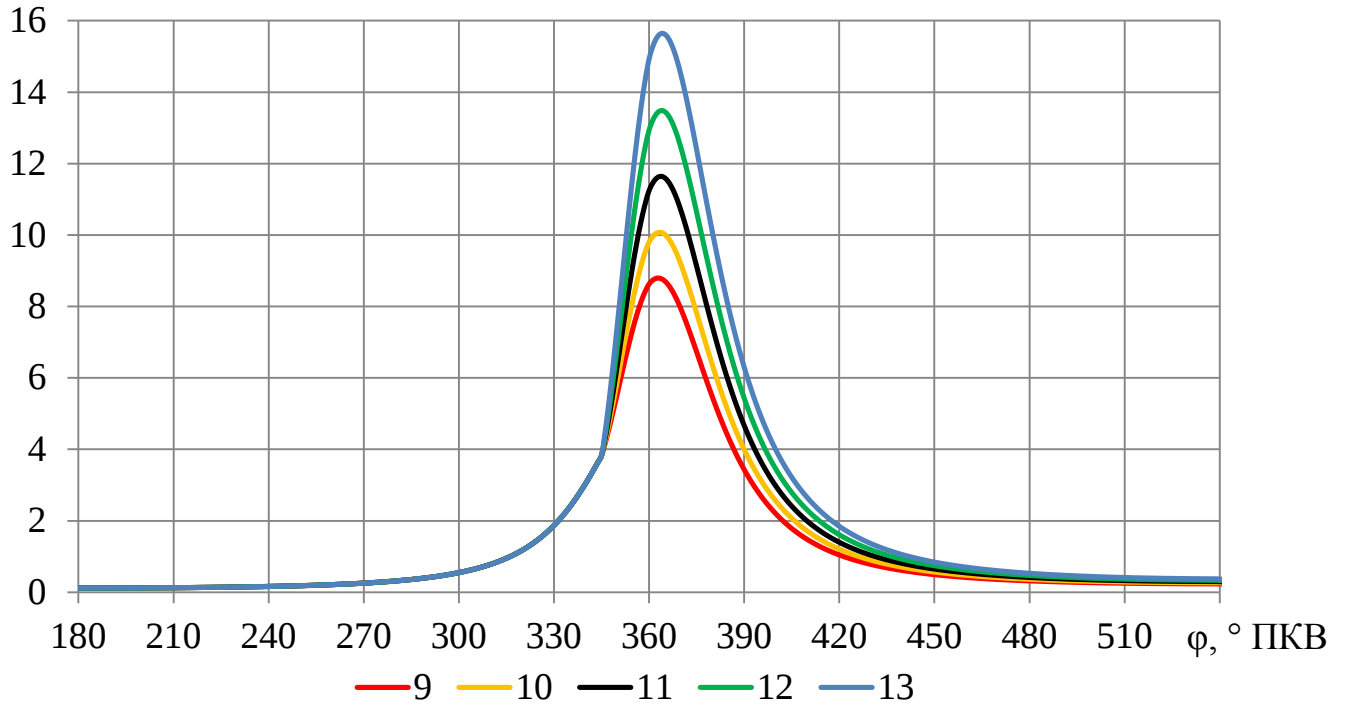


Рисунок 4.7 – Зміна тиску робочого тіла за цикл (показано для $\varphi = 180 \dots 540^\circ$ ПКВ) при діаметрах плунжера ПНВТ $d_{\text{п}} = 9 \dots 13$ мм

T , К

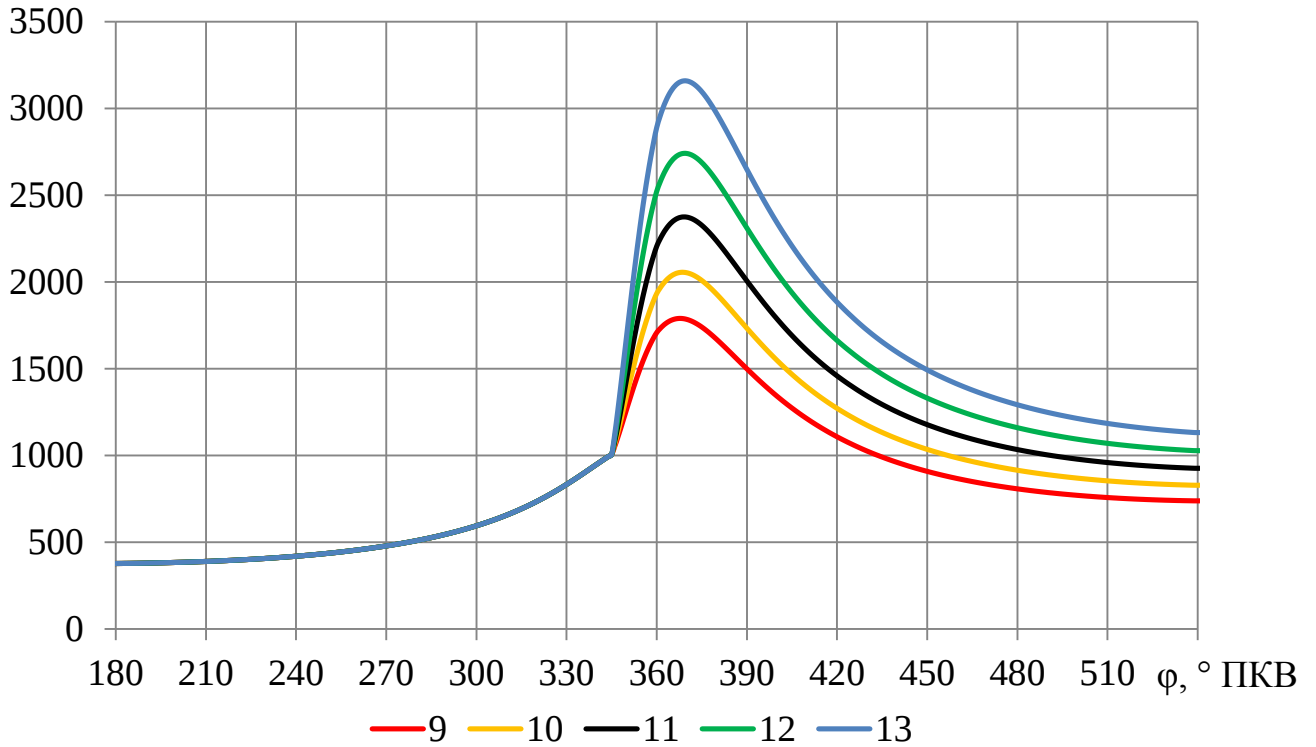


Рисунок 4.8 – Зміна температури робочого тіла за цикл (показано для $\varphi = 180 \dots 540^\circ$ ПКВ) при діаметрах плунжера ПНВТ $d_{\text{п}} = 9 \dots 13$ мм

З рисунку 4.7 видно, що починаючи з кута повороту кривошипа $\varphi_c = 345^\circ$, температура та тиск робочого тіла значно відрізняються, що пояснюється зміною енергії при згоранні різної кількості палива ($\Delta m_{\text{тц}}$) в паливоповітряній суміші.

Порівнюючи максимальні (екстремальні) значення температури та тиску T_{max} , p_{max} (рис. 4.6–4.8) з рекомендованими для дизельних ДВЗ з наддувом – не більше 16 МПа та не більше 2500 К (згідно [2]) – можна зробити наступні висновки:

- в двигуні КамАЗ-740.02-180 використано блок циліндрів і деталі кривошипно-шатунного механізму такі ж, як і на більш потужних версіях двигунів серії КамАЗ-740. Оскільки двигун КамАЗ-740.02-180 від інших двигунів родини КамАЗ-740 відрізняється головним чином зниженим тиском наддуву, то вважаємо, що максимальний тиск при згоранні $p_{\text{max}} = 15,645$ МПа не є перешкодою для форсування двигуна КамАЗ-740.02-180;

- підвищення температури протягом згорання палива і процесу розширення до 15,5 % (до 366 К) – при збільшенні паливоподачі внаслідок збільшення $d_{\text{п}}$ на 1 мм (або вдвічі більше при збільшенні $d_{\text{п}}$ на 2 мм) – матиме значний вплив на тепловий стан двигуна, що потребуватиме перегляду режиму роботи системи охолодження та перевірки на температурну стійкість деталей двигуна, особливо поршнів та клапанів.

4.3 Визначення закону впливу діаметра плунжера на індикаторну потужність та питому витрату палива

У розділах 4.1, 4.2 отримані результати досліджень впливу діаметра плунжера ПНВТ на індикаторні показники двигуна КамАЗ-740.02-180 у вигляді таблиць та графіків. Для зручного практичного використання результатів

досліджень отримано математичні закономірності (функції) впливу діаметра плунжера на індикаторну потужність N_i та питому витрату палива g_i .

За характером графіків функцій $N_i = f(d_{\text{п}})$, $g_i = f(d_{\text{п}})$ (рисунок 4.5) визначаємо, що вони нелінійні. Тому ставимо задачу отримати квадратичні функції, для цього треба знайти поліноми 2-ого ступеня.

Використовуємо комп'ютерну програму Microsoft Office Excel. Для графіка індикаторної потужності $N_i = f(d_{\text{п}})$, побудованого за п'ятьма точками, задаємо дію «додати лінію тренду». Поняття «лінія тренду» в даному випадку представляє собою апроксимацію даних. Задаємо тип лінії – поліноміальна 2-го ступеня.

Отримуємо закон впливу діаметра плунжера на індикаторну потужність

$$N_i = 2,7089 \cdot d_{\text{п}}^2 - 18,375 \cdot d_{\text{п}} + 46,079, \text{ кВт}, \quad (4.9)$$

з величиною достовірності апроксимації $R^2 = 1$,

де $d_{\text{п}}$ – діаметр плунжера ПНВТ дизеля КамАЗ-740.02-180, мм.

Аналогічним чином отримуємо закон впливу діаметра плунжера на питому індикаторну витрату палива

$$g_i = 0,151 \cdot d_{\text{п}}^2 - 2,2434 \cdot d_{\text{п}} + 127,99, \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}, \quad (4.10)$$

з величиною достовірності апроксимації $R^2 = 1$.

4.4 Висновки за розділом

За результатами дослідження впливу діаметра плунжера ПНВТ на показники двигуна КамАЗ-740.02-180 можна зробити наступні висновки:

- при збільшенні діаметра плунжера циклова подача палива збільшується нелінійно (рисунок 4.1);
- збільшення циклової подача палива призводить до збагачення паливоповітряної суміші, що збільшує індикаторну роботу циклу L_i та індикаторну потужність двигуна N_i на 25,49 % (при збільшенні діаметра плунжера ПНВТ на 1 мм);
- в той же час погіршується паливна економічність – g_i зростає на 3,31 %, індикаторний ККД η_i зменшується на 3,21 %;
- з огляду на рекомендовані літературою оптимальні значення коефіцієнта надлишку повітря $\alpha = 1,8 \dots 2,2$ оптимальним значенням діаметра плунжера ПНВТ є базове значення $d_{\pi} = 11$ мм.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В магістерській дипломній роботі «Дослідження впливу параметрів системи живлення на індикаторні показники дизельного двигуна» розглянуто аналіз потенційних небезпек, при дослідженні впливу параметрів паливного насосу високого тиску на техніко-економічні показники дизельного двигуна. Розроблено методи та заходи попередження та подолання небезпек, забезпечення виробничої санітарії і гігієни праці, забезпечення пожежної безпеки для приміщень, обладнаних експериментальним обладнанням та персональними комп'ютерами (ПК). а також питання з цивільного захисту. Передбачені заходи щодо дії в умовах пандемії.

5.1 Аналіз потенційних небезпек

З аналізу умов роботи в дослідницькій лабораторії визначено наступні потенційні небезпеки:

- При зніманні та установці паливного насосу високого тиску (який важить 28,78 кг) поза для його встановлення напівзігнута ,що призводить для навантаження опорно-рухомого апарату і як наслідки захворювання дослідника.

- Можливість ураження електричним струмом та незаземлення обладнання, де основними причинами можуть бути: порушення правил з електробезпеки, що може призвести до травм або до летального наслідку.

- Небезпеки, які пов'язані з використанням ПК при обробці отриманих результатів, зокрема: важкість праці, напруженість праці.

- На дослідника під час проведення іспитів впливає психоемоційне перенавантаження.

- Незадовільні параметри мікроклімату в приміщенні дослідницької лабораторії, внаслідок нагріву двигуном оточуючого повітря.
- Незадовільний рівень освітлення приміщення дослідницької лабораторії, що може призвести до неефективних дій дослідника і травмування. Освітлення є важливим фактором, що впливає на продуктивність праці дослідника. Добре освітлення дає змогу виконувати роботу, не напружуючи зір, створює відчуття бадьорості, посилює зорове сприймання. І навпаки, при поганому освітленні розвивається стан пригніченості, з'являється роздратованість і знижується увага, що призводить до помилок у виконанні науково-дослідних процедур.
- Незадовільний стан повітряного середовища від шкідливих речовин відпрацьованих газів, які викидаються двигунів автомобілів, що призводить до отруєння організму.
- Підвищення рівень шуму на робочому місці, що може призвести до більшої втомленості та травмування.
- Небезпечними факторами пожежі, які можуть призвести до травм, отруєння, загибелі або матеріальних збитків, є токсичні продукти горіння, паливо, масло, розчинники, дим, низький вміст кисню.
- При неефективному управлінні персоналом при надзвичайних ситуаціях та при інфекційній хворобі можлива загибель людей.

5.2 Заходи по забезпеченню безпеки

Для запобігання та навантаження на хребет дослідника необхідно встановлювати ПНВТ двом особам, що дозволить його закріпити відповідно виконанню НПАОП 0.00-1.71-13 «Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями».

Згідно ДНАОП 1.1.10-1.01-2000 "Правила безпечної експлуатації електроустановок - споживачів" до роботи з електричним обладнанням допускаються особи, які отримали певну групу з електробезпеки. Для запобігання ураження електричним струмом необхідно зробити захисне заземлення або занулення - це навмисне електричне з'єднання металевих частин обладнання, що не проводять струм, але можуть опинитися під напругою, з землею або з захисним нульовим дротом. Електрообладнання необхідно заземлювати або занулювати у відповідності з ПУЕ - 2013 «Правила улаштування електроустановок».

Запроваджується раціональний режим праці й відпочинку (ритмічна праця, що рівномірно виконується протягом зміни, місяця, року). Для розгрузки нервової напруженості дослідника необхідно робити перерву для відпочинку через 1,5...2 години, відповідно КЗ про ПУ.

5.3 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії та гігієни праці

Параметри мікроклімату приміщення встановлюють згідно ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень» в залежності від категорії робіт за важкістю. Для забезпечення цих параметрів передбачають системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря.

Оскільки висота дослідницького приміщення становить 4,90 м, встановлюємо люмінесцентні лампи типів ЛБ чи ЛД потужністю 60 Вт, що буде відповідають В класу зорової роботи відповідно ДБН В.2.5-28-2018 «Природне і штучне освітлення».

Для забезпечення прийняттого рівня шуму на обладнанні передбачена шумоізоляція, в виробничих приміщеннях передбачені шумопоглиначі. Робочі використовують індивідуальні засоби захисту слуху - беруші.

При роботі обладнання також виникає вібрація. Для запобігання та зниження норм вібрації до прийнятного рівня шкідливого впливу вібрації передбачені наступні заходи згідно ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Загальні вимоги»:

- виброгасителі і вібродемпфери в опорах обладнання і фундаментах їх установки;

- працівники, які працюють безпосередньо з віброуючими установками і інструментами, забезпечені засобами індивідуального захисту відповідно ДСН 3.3.6.039-99. «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації» [35]

Для видалення шкідливих газів з лабораторії передбачено місцеву штучну вентиляцію. Крім того, практично у всіх приміщеннях, де використовуються шкідливі речовини, повинна бути передбачена і загальнообмінна вентиляція. Якщо повну герметизацію процесу, пов'язаного з використанням небезпечних хімічних речовин, неможливо реалізувати практично, необхідно використовувати обслуговуваного двигуна внутрішнього згорання.

Оцінку рівня умов, важкості та напруженості праці за бальною шкалою розглянемо на прикладі оцінки факторів виробничого середовища для дослідника лабораторії обладнаної ПК.

Проводимо заміри і вносимо наявні фактори умов праці та виробничого середовища що впливають на працівника в процесі трудової діяльності їх фактичне значення та час дії, до стовпчиків 1, 2, 3, таблиці 5.1.

Відповідно до додатків [45], за витратами енергії визначаємо категорію робіт для дослідника лабораторії обладнаної ПК. Умови праці, за витратами енергії, не перевищують 175 Вт (121...150 ккал/год.) та повинні відповідати легким фізичним роботам – категорії Іб.

З додатків [45] відповідно до категорії робіт Іб, розряду зорових робіт А-2 та виявлених показників умов та напруженості праці, визначаємо ГДК (ГДР)

виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 4 таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати оцінювання за бальною шкалою

Фактор (показник)	Виміряні показники $P_{\text{вим}}$	Час дії год.	ГДК, ГДР, показники, $P_{\text{доп}}$	$X_{\text{визн}}$, бали	Клас умов праці	X_i , бали
1	2	3	4	5	6	7
Мікроклімат за ТНС-індексом, t, °C	27	8	22,9...25,8	3	3.3	3
Освітленість приміщення E, лк	320	8	400	—	3.1	1
Розряд і підрозряд зорових робіт, $Z_{\text{ор}}$	A-2	—	—	—	—	—
Рівень шуму L, дБА	85	5	50	—	3.1	0,63
Загальні енергозатрати організму, B_t	300	7	290	0,91	3.2	2
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	38000	6	40000	0,71		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	76	7	75	0,89		
Тривалість робочого дня, год.	8	8	8	0,15		

Для окремих факторів і показників згідно вимог «Гігієнічної класифікації праці», визначаємо розрахункові коефіцієнти $X_{визн}$ та вносимо їх значення до стовпчика 5 таблиці 5.1:

- для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС- індекс, додаток Б [41]. Розрахунковий коефіцієнт $X_{визн}$ при оцінка мікроклімату визначаємо в балах, за:

$$X_{визн} = \frac{1 \cdot t_1 + 2 \cdot t_2 + 3 \cdot t_3 + 4 \cdot t_4}{T} \quad (5.1)$$

$$X_{визн} = \frac{3 \cdot 8}{8} = 3$$

- для показників важкості та напруженості праці розрахункові коефіцієнти визначаються за основними та допоміжними показниками, що є характерними для конкретного робочого місця, за формулою:

а) Загальні енергозатрати організму, $K_{знач} = 1,0$

$$X_{визн} = \frac{P_{вим} \cdot T \cdot K_{знач}}{8 \cdot P_{дон}} \quad (5.2)$$

$$X_{визн} = \frac{300 \cdot 7 \cdot 1,0}{8 \cdot 290} = 0,91$$

б) Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), $K_{знач} = 1,0$

$$X_{визн} = \frac{38000 \cdot 6 \cdot 1,0}{8 \cdot 40000} = 0,71$$

в) Тривалість зосередження уваги (% від часу зміни), $K_{знач} = 1,0$

$$X_{визн} = \frac{76 \cdot 7 \cdot 1,0}{8 \cdot 75} = 0,89$$

г) Тривалість робочого дня (зміни), $K_{знач} = 0,15$

$$X_{визн} = \frac{8 \cdot 8 \cdot 0,15}{8 \cdot 8} = 0,15$$

Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 6, таблиці 5.1:

- для мікроклімату, відповідно до значення розрахункового коефіцієнта $X_{визн} = 3$, з таблиці 7.2 [45] – 3 клас, 3 ступінь (3.3);

- при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до $\Pi_{вим} = 320$ лк, за додатком Г та табл. Г.1 [45] – 3 клас, 1 ступінь (3.1);

- для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму $\Pi_{вим} = 85$ дБА, за додатком Д та табл. Д.1 [45] – 3 клас, 1 ступінь (3.1);

- клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму розрахованих балів усіх показників $X_{визн}$ за формулою:

$$X_{сум} = \sum_{i=1}^n X_i \quad (5.3)$$

$$X_{сум} = 0,91 + 0,71 + 0,89 + 0,15 = 2,66$$

З таблиці 7.3 [45] за значенням суми розрахованих балів показників $X_{сум} = 2,66$ – 3 клас, 2 ступінь (3.2);

Оскільки загальна гігієнічна оцінка умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, з урахуванням комбінованої та сумісної дії виробничих факторів, встановлюється за найбільш високим класом та ступенем шкідливості окремих факторів і показників, тому в результаті досліджень, відповідно до розрахунків, встановлено, що умови праці на робочому місці дослідника лабораторії обладнаної ПК належать до 3 класу, 2 ступеню.

Оскільки при гігієнічній оцінці виявлена наявність шкідливих та особливо шкідливих, важких та особливо важких умов праці, проводимо дослідження фактичного стану умов праці, з метою визначення розмірів доплат за ступені шкідливості факторів виробничого середовища та показників важкості та напруженості праці за бальною шкалою, та вносимо їх значення до стовпчика 7, таблиці 5.1:

- для оцінки впливу мікроклімату, виходимо з того що він відповідає 3 класу, 3 ступеню умов праці, а час його дії уже врахований, тому – $X_{cm} = X_i = 3$;

- при оцінці впливу освітленості, виходимо з того що вона відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 8 годин, тому коректування не потрібно – $X_{cm} = X_i = 1$;

- для оцінки впливу шуму, виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 5 годин, тому значення X_i визначаємо за формулою:

$$X_i = X_{cm} \cdot \frac{T}{8} \quad (5.4)$$

$$X_i = 1 \cdot \frac{5}{8} = 0,63$$

- для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 2 ступеню умов праці, а час їх дії уже врахований, тому – $X_{cm} = X_i = 2$;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень X_i , за формулою:

$$X_{\text{факт}} = \sum_{i=1}^n X_i \quad (5.5)$$

$$X_{\text{факт}} = 3 + 1 + 0,63 = 6,63$$

Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану – $X_{\text{факт}} = 6,63$, на підставі Типового положення «Про оцінку умов праці на робочих місцях і порядок застосування галузевих переліків робіт, на яких можуть установлюватися доплати робітникам за умови праці», з таблиці 7.4 [45]. Розмір доплати до тарифної ставки (окладу) – 16 %.

На підставі результатів загальної гігієнічної оцінки умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, а також дослідження фактичного стану умов праці робимо висновки та пропозиції:

1. Умови, важкості та напруженості праці на робочому місці інженера-дослідника центральній заводської лабораторії, згідно результатів досліджень, належать до 3 класу, 3 ступеню (особливо важкі та особливо шкідливі умови праці), що не відповідає вимогам Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» до даного робочого місця;

2. Відповідно до класифікації умови, важкість та напруженість праці на робочому місці інженера-дослідника ЦЗЛ належать до категорії Іб, тому необхідно привести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії Іб, а саме:

- мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом - 20,2...22,8 ° С;

- освітленість приміщення для роботи з дисплеями й відеотерміналами відповідає розряду зорових робіт А-2, нормована загальна освітленість якого, на робочих столах – $E = 400$ лк;

- рівень шуму в робочий зоні інженера-дослідника ЦЗЛ – 50 дБА; - загальні енергозатрати організму, до 174 Вт;

- стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), до 20000;

- тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни), до 50%;

- тривалість робочого дня, 6 або 7 год. 3.

Для приведення умов, важкості та напруженості праці до вищезазначених показників необхідно передбачити комплекс заходів які забезпечать нормалізацію умов праці, наприклад:

- для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно забезпечити припливно-витяжну механічну вентиляцію та кондиціонування приміщення;

- для забезпечення нормованої освітленості приміщення яка відповідає розряду зорових робіт необхідно провести додаткові розрахунки та визначитися з потужністю ламп, типом ламп та світильників та їх раціональним розміщенням;

- для зниження рівня шуму в робочий зоні дослідника необхідно замість матричних принтерів застосувати лазерні; з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом;

- для зменшення загальних енергозатрат організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня до 6 або 7 год - для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1-2 години;

- для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви. 4. Якщо, з об'єктивних причин, вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно

забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за особливо шкідливі та особливо важкі умови праці, відповідно до таблиці 7.4 [45], у розмірі 16 %.

5.4 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки

Причинами пожеж та вибухів є порушення правил і норм пожежної безпеки, невиконання Закону України «Про пожежну безпеку». Проведений аналіз пожеж засвідчує, що близько 85 % пожеж відбувається внаслідок недбалості, халатності і недостатньої інформованості людей у тих чи інших у питаннях пожежної безпеки. Для запобігання виникненню пожежі в дослідницькій лабораторії необхідно розрахувати кількість вогнегасників та місце їх установки. В лабораторії застосовується дизельне паливо, мастила, розчинники. Ці речовини можна віднести до класу пожежі А. Приміщення по вибухонебезпечності та пожежонебезпечності можна віднести до категорії В. Площа приміщення складає 80 м². Тому вибираємо 3 вогнегасника ПВП-5 відповідно ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою», ДСТУ EN 2:2014 «Класифікація пожеж»

5.5 Заходи з цивільного захисту

Інфекційні хвороби – це такі хвороби, які передаються від одної людини до іншої. Поширюються вони не тільки серед людей, а й уражають тварин і рослин. Шляхи і способи передачі інфекції різні:

- через органи дихання;
- при вживанні заражених продуктів, фуражу, води;

- після контакту із зараженими предметами;
- при контакті з хворими людьми і тваринами;
- при укусах комах і кліщів.

Інфекційні хвороби можуть набувати великого поширення і масового характеру, при цьому виникають епідемії, епізоотії, епіфітотії, а також масове поширення різних шкідників. Епідемією називається швидке і широке розповсюдження інфекційних хвороб серед людей. До них відносяться: азіатська холера, натуральна віспа, черевний тиф, висипний тиф, СНІД, грип та ін. Епізоотія – поширення хвороб серед тварин. Серед них: сибірська виразка, сап, ящур, пситакоз, чума великої рогатої худоби, африканська чума свиней та ін. Деякі хвороби тварин небезпечні і для людей.

Коронавірусна хвороба 2019 COVID-19 затверджена як офіційна скорочена назва — інфекційна хвороба, яка вперше виявлена у людини в грудні 2019 року в місті Ухань, Центральний Китай. Хвороба почалася як спалах, що розвинувся у пандемію. Причиною хвороби став коронавірус SARS-CoV-2 (стара назва 2019-nCoV), циркуляція якого в людській популяції була до грудня 2019 року невідомою.

Пандемію цієї хвороби Всесвітня організація охорони здоров'я (ВООЗ) визнала надзвичайною ситуацією в галузі міжнародної охорони здоров'я та внесла заходи з боротьби проти неї до тимчасових рекомендацій згідно з Міжнародними медико-санітарними правилами 2005 року.

Головні способи призупинити розповсюдження хвороби:

- масова вакцинація населення;
- використання засобів індивідуального захисту (захисні маски, перчатки);
- карантинні заходи;
- персональна гігієна після відвідування місць скупчення людей.

5.6 Висновок з розділу

В розділі розглянутий аналіз потенційних небезпек які можуть вплинути на дослідника проведенні досліджень системи живлення дизельного двигуна КамАЗ-740.02-180. Розроблені заходи по їх усуненню. Розроблені заходи по пожежній безпеці та діях у випадку надзвичайної ситуації.

6 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

Збільшення діаметра плунжера ПНВТ дизеля з $d_{\text{п}} = 11$ мм до $d_{\text{п}} = 12$ мм призводить до збільшення потужності двигуна при незначному зростанні витрати палива. Модернізовані плунжерні пари можуть випускатися серійно. Вони забезпечують ряд переваг у порівнянні з базовим двигуном (див. таблицю 6.1). Розрахунок економічної ефективності виконуємо згідно [46].

Таблиця 6.1 – Опис ідеї

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для споживачів (користувачів)
Збільшення потужності дизеля КамАЗ-740.02-180 заміною плунжерної пари	1. ПНВТ двигуна КамАЗ-740.02-180	Збільшення потужності двигуна
		Збільшення конкурентоспроможності

Проведемо аналіз характеристики потенційного ринку (табл. 6.2).

Таблиця 6.2 – Попередня характеристика потенційного ринку

№	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
1	Головні конкуренти	ЯМЗ-236
		Volvo D11C
2	Динаміка ринку (якісна оцінка)	зростає
3	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Особливих вимог немає
4	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Правила ЄЕК ООН щодо дизельних двигунів для колісних транспортних засобів

Визначаємо потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та формуємо орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи (табл. 6.3).

Таблиця 6.3 – Попередня характеристика потенційних клієнтів

№ п/п	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів (користувачів)
1	Сільське господарство	Фермерські господарства	Сезонна робота, технічне обслуговування власними силами	Надійність, низька вартість експлуатації, простота конструкції
2	Вантажоперевезення	Логістичні компанії	Швидке вичерпання моторесурсу, обслуговування на спеціальних СТО	Надійність, низька вартість експлуатації, потужність
		Збройні сили	Повільне вичерпання моторесурсу, тривалий період зберігання, обслуговування малокваліфікованими кадрами	Надійність, низька вартість експлуатації, простота конструкції, потужність

Проводимо SWOT-аналіз середовища реалізації інноваційного проекту (таблиця 6.4).

Таблиця 6.4 – SWOT-аналіз

Сильні сторони:	Слабкі сторони:
- конструкція плунжерної пари вже відпрацьована у виробництві; - високий попит на ринку; - невисока вартість у порівнянні із закордонними конкурентами	– велика залежність від постачальників сировини
Можливості:	Загрози:
– можливість подальшого розширення виробництва зростанням асортименту запчастин для ДВЗ	– закриття кордонів між країнами; – зменшення попиту через конкуренцію

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (табл. 6.5).

Таблиця 6.5 – Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
1	Фермерські господарства	готові	високий	висока	середня
2	Логістичні компанії	готові	помірний	висока	висока
3	Збройні сили	готові	помірний	помірна	низька
Які цільові групи обрано: 1, 2, 3					

Визначаємо витрати на оплату праці з урахуванням балансу робочого часу одного працівника

Таблиця 6.6 – Склад, чисельність та фонд заробітної плати виробничих працівників

Категорії працівників	Наявна чисельність, осіб		Тарифна ставка за розрядом виконуваних робіт, грн / годину	Ефективний фонд робочого часу, годин	Тарифний заробіток, грн.	Преміальний відсоток до тарифного заробітку	Розмір премії, грн.	Річний фонд заробітної плати, грн.	ЄСВ (22%), грн.
	за зміну	на добу							
Виробничі працівники, в тому числі:									
1. Основні працівники (токарь, шліфувальник, штампувальник)	3	3	55	500	82500	10	8250	90750	19965
2. Допоміжні працівники	2	2	50	600	60000	0	0	6000	13200
3. Черговий та ремонтний персонал	1	1	45	300	13500	0	0	13500	2970
Разом виробничих працівників	3	3	X	X	X	X	11,5	164250	36135

Таблиця 6.7 - Склад, чисельність та фонд заробітної плати адмінперсоналу

Посада	Кількість осіб	Посадовий оклад, грн	Преміальний відсоток до окладу, %	Сума премії, грн	Місячна заробітна плата, грн	Річний фонд оплати праці, грн	ЄСВ, грн
Керівник робіт	1	12000	10	1200	13200	158400	34848
Разом управлінського персоналу	1	12000	X	1000	13200	158400	34848

Визначаємо матеріальні витрати та вартість спожитих послуг (табл. 6.8).

Таблиця 6.8 – Розрахунок матеріальних витрат

Матеріальні витрати	Норматив у розрахунку на один. продук.	Виробнича програма, шт.	Обсяг сировини	Ціна, грн./1 деталь	Сума грн.
Легована сталь (пруток)	0,5 кг	2000	1000 кг	72,5	145000
Разом	0,5 кг	2000	1000 кг	72,5	145000

Розраховуємо вартість спожитих послуг (табл. 6.9).

Таблиця 6.9 – Розрахунок вартості спожитих послуг

Вид послуг	Норматив у розрахунку на один. продук. (послуг)	Виробнича програма	Обсяг послуг	Тарифи, грн.	Сума, грн.
Електропостачання	5 кВт·год	2000	1000 кВт·год	2,14	2140
Водопостачання та водовідведення	0,01 м ³	2000	20 м ³	45,74	13722
Разом	х	х	х	х	15862

Примітка: тарифи для юридичних осіб.

Визначаємо річну суму амортизації з урахуванням первісної вартості основних засобів та норми амортизації (табл. 6.10).

Таблиця 6.10 – Розрахунок амортизації

Група основних засобів	Норма амортиза- ції	Первісна вартість ОЗ на 01.01	Надійшло ОЗ		Вибуло ОЗ		Сума грн
			дата	пер. вар.	дата	пер. вар.	
Верстат токарний	7550	151000	01.01. 2022	151000	31.12. 2022	143450	7550
Верстат шліфувальний з ЧПУ	12650	253000	01.01. 2022	253000	31.12. 2022	240350	12650
Верстат штампувальний	7500	105000	01.01. 2022	105000	31.12. 2022	97500	7500
Разом	27700	509000	х	509000	х	481300	27700

Розраховуємо норму амортизації за прямолінійним методом:

- для токарного верстата $151000 \text{ грн.} / 20 \text{ років} = 7550 \text{ грн.}$
- для шліфувального верстата $253000 \text{ грн.} / 20 \text{ років} = 12650 \text{ грн.}$
- для штапувального верстата $105000 \text{ грн.} / 20 \text{ років} = 7500 \text{ грн.}$

Загальна сума амортизації ОЗ складає 27700 грн.

Визначаємо витрати на поточний ремонт у розмірі 2 % від балансової вартості основних засобів:

- для токарного верстата $151000 \text{ грн.} \cdot 2 / 100 = 3020 \text{ грн.};$
- для шліфувального верстата $253000 \text{ грн.} \cdot 2 / 100 = 5060 \text{ грн.};$
- для штапувального верстата $105000 \text{ грн.} \cdot 2 / 100 = 2100 \text{ грн.};$

Загальна сума витрат на поточний ремонт $3020 + 5060 + 2100 = 10180 \text{ грн.}$

Складаємо кошторис витрат на виготовлення модернізованих плунжерів ПНВТ (табл. 6.11).

Таблиця 6.11 – Кошторис витрат

Калькуляційні статті	Витрати	
	у розрахунку на одиницю продукції, грн.	у розрахунку на весь обсяг продукції, грн.
1	2	3
Сировина та матеріали	72,5	145000
Електропостачання	1,07	2140
Водопостачання та водовідведення	6,86	13722
Разом	80,43	160,862
Заробітна плата основних виробничих працівників	120,75	241500
ЄСВ	26,565	53130

Продовження таблиці 6.11

1	2	3
Амортизація	13,85	27700
Витрати на утримання та експлуатацію основних засобів поточний ремонт	5,09	10180
Виробнича собівартість	246,69	493372
Адміністративні витрати	79,2	158400
ЄСВ	17,42	34848
Повна собівартість	343,31	686620

Визначаємо очікуваний дохід та фінансовий результат. Визначаємо фінансовий результат за інноваційним проектом (табл. 6.12).

Таблиця 6.12 – Розрахунок фінансового результату

№ періоду	Обсяги виробництва (послуг)	Обсяги реалізації	Залишок нереалізованої продукції	Ціна	Дохід	Витрати	Фінансовий результат
1 рік	2000	2000	0	380	760000	686620	73380
Разом	2000	2000	0	380	760000	686620	73380

З таблиці 6.12 можна зробити висновок, що інвестиційний проект виробництва модернізованих плунжерних пар ПНВТ для двигунів КамАЗ-740 є перспективним. Фінансовий результат від виробництва 2000 плунжерних пар складе 73380 грн.

ВИСНОВКИ

З аналізу літературних джерел визначено основні параметри системи живлення дизельного ДВЗ, що мають вплив на його індикаторні показники.

Проведено теплові розрахунки двигуна КамАЗ-740.02-180 при різних значеннях діаметра плунжера ($d_{\text{п}} = 9 \dots 13$ мм), циклової подачі палива і коефіцієнта надлишку повітря;

Визначено вплив діаметра плунжера паливного насоса високого тиску на індикаторні показники двигуна КамАЗ-740.02-180. При збільшенні діаметра плунжера ПНВТ на 1 мм (з $d_{\text{п}} = 11$ мм до $d_{\text{п}} = 12$ мм) – тобто на 9,1 % – циклова подача палива $\Delta m_{\text{тц}}$ зростає на 29,83 %, а індикаторні показники дизеля КамАЗ-740.02-180 змінюються наступним чином:

- індикаторна робота циклу L_i – зростає на 25,49 %;
- індикаторний ККД η_i – зменшується на 3,21 %;
- питома індикаторна витрата палива g_i – зростає на 3,31 %;
- індикаторна потужність двигуна N_i – зростає на 25,49 %.

Вперше сформульовано закон впливу діаметра плунжера на індикаторну потужність та індикаторну питому витрату палива двигуна КамАЗ-740.02-180. З огляду на взаємно протилежні вимоги до ефективності та економічності показників двигуна, визначено оптимальне значення діаметра плунжера для тракторного двигуна КамАЗ-740.02-180 – $d_{\text{п}} = 11$ мм.

Таким чином, в роботі вперше відомі положення теорії ДВЗ щодо впливу параметрів паливоподачі на індикаторні показники дизельного двигуна розширено за рахунок врахування діаметра плунжера паливного насоса високого тиску.

Результати досліджень можуть бути використані при модернізації дизелів родини КамАЗ-740 та при проектуванні систем живлення 4-тактних дизельних двигунів автотракторного призначення.

В розділі розглянутий аналіз потенційних небезпек які можуть вплинути

на дослідника проведенні досліджень системи живлення дизельного двигуна і при обробці результатів на персональному комп'ютері. Розроблені заходи по їх усуненню. Розроблені заходи по пожежній безпеці та діях у випадку надзвичайної ситуації.

Відповідно до проведеного аналізу, інвестиційний проект виробництва модернізованих плунжерних пар ПНВТ для двигунів КамАЗ-740 є перспективним. Фінансовий результат від виробництва 2000 плунжерних пар складе 73380 грн.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. **Колчин, А. С.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей : Учеб. пособие для вузов [Текст] / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2008. – 496 с.

2. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.

3. **Богатырев, А. В.** Автомобили [Текст] / А. В. Богатырев, Ю. К. Есеновский-Лашков, М. Л. Насоновский, В. А. Чернышев. – Колос, 2004. – 497 с.

4. **Пойда, А. А.** Тепловозы: Механическое оборудование: Устройство и ремонт [Текст] : Учебник для техн. школ / А. А. Пойда, Н. М. Хуторянский, В. Е. Кононов. – М. : Транспорт, 1988. – 320 с.

5. **Абрамчук, Ф. І.** Автомобільні двигуни : Підручник [Текст] / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. – К. : Арістей, 2006. – 476 с.

6. **Слинько, Г. І.** Підвищення паливної економичності дизельного двигуна 6ЧН12/14 завдяки вдосконаленню розпилення та сумішоутворення [Текст] // Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, П. В. Цокотун, В. В. Слинько, Д. А. Володін // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 2020. – № 1. – С. 69–76. – DOI 10.15588/1607-6885-2020-1-10

7. **Слинько, Г. І.** Дослідження турбулентності потоку палива в модернізованих форсунках дизельного двигуна 6ЧН12/14 [Текст] / Г. І. Слинько, Д. А. Володін, Р. Ф. Сухонос, Д. П. Чишко // Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні : Міжнарод. наук.-практ. конф., 15-18 жовтня 2019 р. : Наук. праці. – Х. : ХНАДУ, 2019. – С. 203–205.

8. **Слинько, Г. І.** Покращення економічних показників дизель-генераторів [Електронний ресурс] / Г. І. Слинько, Д. А. Володін // Тиждень науки: щоріч. наук.- практ. конф., 18–21 квітня 2017 р. : тези доп. / Редкол. : В. В. Наумик (відпов. ред.). Електрон. дані. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2017. – с.142–144.

9. **Макушев, Ю. П.** Выбор эффективного проходного сечения рапылителя и дифференциальной характеристики впрыска топлива для дизелей с цилиндровой мощностью до 250 кВт [Текст] / Ю. П. Макушев, Л. Ю. Волкова // Омский научный вестник. – 2015. – № 2 (140). – С. 76–79.

10. **Трусов, В. И.** Форсунки автотракторных дизелей / В. И. Трусов, В. П. Дмитриенко, Г. Д. Масляный. – М. : Машиностроение, 1977. – 167 с.

11. **Волкова, Л. Ю.** Определение эффективного проходного сечения распылителя дизеля расчетным и экспериментальным путем, его изменение в процессе образования кокса [Текст] / Л. Ю. Волкова // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2014. – № 3 (133). – С. 117–120.

12. **Макушев, Ю. П.** Расчет систем и механизмов двигателей внутреннего сгорания математическими методами [Текст] : Учеб. пособие / Ю. П. Макушев, Т. А. Полякова, Л. Ю. Михайлова [и др.] ; под ред. Ю. П. Макушева. – Омск : СибАДИ, 2011. – 284 с.

13. **Грудский, Ю. Г.** Системы управления дизельными двигателями [Текст] / Ю. Г. Грудский [пер. с нем.] – 1-е рус. изд. – М. : ЗАО «КЖИ За рулем», 2004. – 480 с.

14. Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни «Системи паливоподачі й управління ДВЗ» для студентів спеціальності 8.05050304 «Двигуни внутрішнього згоряння» усіх форм навчання / В. О. Мазін, О. М. Складєвський. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 32 с.

15. Методичні вказівки до виконання самостійної роботи «Динамічний розрахунок системи паливоподачі дизеля» з дисципліни «Системи паливоподачі і управління ДВЗ» для студентів спеціальності 8.05050304

«Двигуни внутрішнього згоряння» усіх форм навчання [Текст] / В. О. Мазін, О. М. Склярєвський, А. І. Денисенко. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2016. – 46 с.

16. **Казачков, Р. В.** Проектирование топливных систем высокого давления дизелей : учебное пособие [Текст] / Р. В. Казачков. – Х. : ХГПУ, 1994. – 308 с

17. **Грехов, Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М. : Легион Автодата, 2004. – 344 с.

18. Дизель КАМАЗ-740 для спецтехники: как в Набережных Челнах сделали двигатель для тракторов и комбайнов [Электронный ресурс] // Сайт «Яндекс Дзен». – 2020. – Режим доступа: <https://zen.yandex.ru/media/tractor/dizel-kamaz740-dlia-spectehniki-kak-v-naberejnyh-chelnah-sdelali-dvigatel-dlia-traktorov-i-kombainov-5fd07298c7b1a60578059410>

19. Двигатель Камаз 740.02-180 [Электронный ресурс] / Сайт «ТатЦентр». – Режим доступа: <http://www.avtotatcenter.ru/dvig740-180.html>

20. Трактор Т-150 [Электронный ресурс] // Сайт «Клуб владельцев и любителей автомобилей КАМАЗ». – 2013. – Режим доступа: <http://kamaz.mybb.ru/viewtopic.php?id=546&p=2>

21. Топливный насос Камаз-740 [Электронный ресурс] // Сайт «Лоск запчасть». – 2016. – Режим доступа: https://loskzapchast.com.ua/index.php?route=journal2/blog/post&journal_blog_post_id=3

22. **Передерий, В. П.** Устройство автомобилей [Текст] : Учеб. пособие / В. П. Передерий. – М. : ИД «ФОРУМ»–ИНФРА-М, 2008. – 288 с.

23. Насос топливный высокого давления 337-40. Паспорт 337.3902500-40ПС [Текст] // Ярославль: ОАО «Ярославский завод дизельной аппаратуры», 2012. – 4 с.

24. ТНВД ЯЗДА 337-40 на КамАЗ Евро-1 дв.740.11-240, 7405.10 [Электронный ресурс] // Сайт «Запчасти Кам.ру». – Режим доступа: <https://zap->

kam.ru/dvigatel_zapchasti/catalog/tnvd/tnvd-yazda-337-40-na-kamaz-evro-1-dv-740-11_7405-10_337-1111005-40.html

25. ТНВД 337-40 (двигатель КАМ-3 740.11-240,7405.10 ЕВРО 1) (ЯЗДА) [Электронный ресурс] // Сайт «Региондизель Авто». – Режим доступа: <https://www.rdauto.ru/3371111005-40>

26. **ГОСТ 10578-86** Насосы топливные дизелей. Общие технические условия [Текст]. – Введ. 1988–01–01. – М. : Изд-во стандартов, 1986. – 23 с.

27. Устройство форсунки КамАЗ-740 [Электронный ресурс] // Сайт «Лоск запчасть». – 2017. – Режим доступа: https://loskzapchast.com.ua/index.php?route=journal2/blog/post&journal_blog_post_id=29

28. Применяемость форсунок ЯЗДА [Электронный ресурс] // Сайт «Лоск запчасть». – 2016. – Режим доступа: https://loskzapchast.com.ua/index.php?route=journal2/blog/post&journal_blog_post_id=12

29. Применяемость распылителей [Электронный ресурс] // Сайт «Лоск запчасть». – 2016. – Режим доступа: https://loskzapchast.com.ua/index.php?route=journal2/blog/post&journal_blog_post_id=6

30. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.

31. **Шароглазов, Б. А.** Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процес сов [Текст] : Учебник / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев. – Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2005. – 403 с.

32. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього

згорання» [Текст] / Укл.: Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.

33. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» в магістерських дипломних роботах (проектах) зі спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» за освітньою програмою (спеціалізацією) – «Двигуни внутрішнього згорання» для усіх форм навчання [Текст] / Укл. : М. І. Лазуткін – Запоріжжя: Каф. ОП і НС. НУ «Запорізька політехніка», 2020 – 34 с.

34. Типового положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці [Текст] : НПАОП 0.00-4.12-05 Держнаглядохоронпраці України, 2005. (Нормативно- правовий акт охорони праці)

35. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку, [Текст] : ДСН 3.3.6.037-99. – Чинний від 1999-12-01. – К. : МОЗ України, 1999. – (Державні санітарні норми)

36. Державні санітарні норми і правила захисту населення від впливу електромагнітних випромінювань [Текст] : ДСН 239-96. – На заміну СанПиН 2963-84 ; чинний від 1996-08-01. – К. : МОЗ України, 1996. (Державні санітарні норми)

37. Основні санітарні правила забезпечення радіаційної безпеки України [Текст] : ОСПУ-2005. – Чинний від 2005-05-31. – К. : МОЗ України, 2005. (Державні санітарні правила)

38. Правила пожежної безпеки в Україні [Текст] : НАПБ А.01.001- 14. – На заміну НАПБ А.01.001-04 ; чинний від 2014-12-30. – К. : МВС України, 2014. – 47 с. – (Нормативний акт пожежної безпеки)

39. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою [Текст] : ДСТУ Б В.1.1-36:2016. – На заміну НАПБ Б.03.002-2007 ; чинний від 2017-01-01. – К. : Мінрегіонбуд України, 2016. – 66 с. – (Національний стандарт України)

40. Системи протипожежного захисту [Текст] : ДБН В.2.5-56:2014. – На заміну ДБН В.2.5-56:2010 ; СНиП 2.04.05-91 (розділи 5 та 22) ; чинний від 2015-07-01. – К. : Мінрегіон України, 2014. – 191 с. – (Державні будівельні норми)

41. Робочий день дослідника й організація його робочого місця. // [Електронний ресурс]. – 2017. – Режим доступу: <http://helpiks.org/1-15766.html>.

42. Раціональний режим дослідника і організація робочого місця. // [Електронний ресурс]. – 2017. – Режим доступу: http://studopedia.com.ua/1_13261_ratsionalniy-trudoviy-rezhim-doslidnika-i-organizatsiya-robochogo-mistsya.html

43. Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями [Текст] : НПАОП 0.00-1.71-13. – Чинний від 2014-03-28. – К. : Міненерговугілля України, 2013. (Нормативно-правовий акт охорони праці)

44. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок повітрообміну у виробничих приміщеннях при загальнообмінній вентиляції» з дисципліни «Охорона праці в галузі» для студентів всіх форм навчання / Укл. А. С. Лавренко, О. Л. Скуйбіда, А. Є. Островська. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2014. – 14с.

45. Методичні вказівки до лабораторного заняття «Дослідження шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості і напруженості праці» з дисципліни «Цивільний захист і охорона праці в галузі» для студентів усіх спеціальностей та усіх форми навчання [Текст] / Укл.: М. І. Лазуткін, М. О. Журавель – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018 р. – 44 с.

46. Методичні рекомендації щодо виконання економічного розділу дипломного проекту здобувачами вищої освіти технічних спеціальностей за освітнім ступенем «магістр» [Текст] / Каф. підприємництва, торгівлі та біржової діяльності. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. – 12 с.

ДОДАТОК А

ПРОТОКОЛ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ($d_n = 9 \text{ мм}$)

$\varphi, ^\circ \text{П.К.В.}$	P, кПа	T, К	m, г	V, дм^3
180	117,8	377,5	1,624	1,446
190	119,2	379,8	1,624	1,438
200	122,5	383,7	1,624	1,415
210	127,8	389,4	1,624	1,375
220	135,8	397,1	1,624	1,320
230	146,9	407,0	1,624	1,250
240	162,4	419,5	1,624	1,167
250	183,6	435,2	1,624	1,070
260	213,2	454,7	1,624	0,963
270	255,2	478,9	1,624	0,847
280	316,1	509,1	1,624	0,727
290	407,4	547,0	1,624	0,606
300	549,9	595,0	1,624	0,489
310	782,0	656,2	1,624	0,379
320	1177,7	734,6	1,624	0,282
330	1872,1	833,2	1,624	0,201
340	3048,5	948,8	1,624	0,141
350	5573,1	1267,7	1,630	0,103
360	8627,9	1708,2	1,642	0,090
370	7939,5	1784,0	1,650	0,103
380	5458,5	1667,9	1,654	0,141
390	3434,5	1499,2	1,656	0,201
400	2194,4	1341,7	1,657	0,282
410	1473,0	1211,4	1,657	0,379
420	1044,5	1107,6	1,657	0,489
430	779,2	1025,2	1,657	0,606
440	608,2	960,0	1,657	0,727
450	493,9	908,3	1,657	0,847
460	415,0	867,1	1,657	0,963
470	359,1	834,1	1,657	1,070
480	319,0	807,7	1,657	1,167
490	289,8	786,7	1,657	1,250
500	268,7	770,2	1,657	1,320
510	253,8	757,6	1,657	1,375
520	243,7	748,3	1,657	1,415
530	237,6	741,9	1,657	1,438
540	232,2	738,6	1,657	1,446

КамАЗ-740.02-180

Дата: 15.09.2021

 $L_i = 751,242453 \text{ Дж/цикл}$ $P_i = 554013,608457 \text{ Па}$ $\eta_i = 0,528123$ $g_i = 0,160390 \text{ кг/(кВт·год)}$

ПРОТОКОЛ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ($d_{\text{н}} = 10 \text{ мм}$)

$\varphi, ^\circ \text{П.К.В.}$	P, кПа	T, К	m, г	V, дм ³
180	117,8	377,5	1,624	1,446
190	119,2	379,8	1,624	1,438
200	122,5	383,7	1,624	1,415
210	127,8	389,4	1,624	1,375
220	135,8	397,1	1,624	1,320
230	146,9	407,0	1,624	1,250
240	162,4	419,5	1,624	1,167
250	183,6	435,2	1,624	1,070
260	213,2	454,7	1,624	0,963
270	255,2	478,9	1,624	0,847
280	316,1	509,1	1,624	0,727
290	407,4	547,0	1,624	0,606
300	549,9	595,0	1,624	0,489
310	782,0	656,2	1,624	0,379
320	1177,7	734,6	1,624	0,282
330	1872,1	833,2	1,624	0,201
340	3048,5	948,8	1,624	0,141
350	5928,9	1346,7	1,632	0,103
360	9806,2	1933,5	1,649	0,090
370	9189,3	2052,7	1,660	0,103
380	6352,6	1928,0	1,665	0,141
390	3998,7	1733,0	1,668	0,201
400	2550,7	1548,2	1,669	0,282
410	1707,9	1394,4	1,669	0,379
420	1207,9	1271,5	1,669	0,489
430	898,8	1173,8	1,669	0,606
440	699,8	1096,5	1,669	0,727
450	567,0	1035,1	1,669	0,847
460	475,4	986,0	1,669	0,963
470	410,6	946,5	1,669	1,070
480	364,0	914,9	1,669	1,167
490	330,1	889,5	1,669	1,250
500	305,6	869,4	1,669	1,320
510	288,1	853,6	1,669	1,375
520	276,1	841,8	1,669	1,415
530	268,9	833,3	1,669	1,438
540	262,1	828,4	1,669	1,446

КамАЗ-740.02-180

Дата: 15.09.2021

 $L_i = 998,201 \text{ Дж/цикл}$ $P_i = 736136,795 \text{ Па}$ $\eta_i = 0,511568$ $g_i = 0,165581 \text{ кг/(кВт·год)}$

ПРОТОКОЛ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ($d_n = 11 \text{ мм}$)

$\varphi, ^\circ \text{П.К.В.}$	P, кПа	T, К	m, г	V, дм^3
180	117,8	377,5	1,624	1,446
190	119,2	379,8	1,624	1,438
200	122,5	383,7	1,624	1,415
210	127,8	389,4	1,624	1,375
220	135,8	397,1	1,624	1,320
230	146,9	407,0	1,624	1,250
240	162,4	419,5	1,624	1,167
250	183,6	435,2	1,624	1,070
260	213,2	454,7	1,624	0,963
270	255,2	478,9	1,624	0,847
280	316,1	509,1	1,624	0,727
290	407,4	547,0	1,624	0,606
300	549,9	595,0	1,624	0,489
310	782,0	656,2	1,624	0,379
320	1177,7	734,6	1,624	0,282
330	1872,1	833,2	1,624	0,201
340	3048,5	948,8	1,624	0,141
350	6366,2	1443,6	1,635	0,103
360	11244,4	2205,8	1,658	0,090
370	10700,0	2373,1	1,672	0,103
380	7422,9	2234,4	1,679	0,141
390	4668,5	2005,7	1,682	0,201
400	2970,5	1787,0	1,684	0,282
410	1983,1	1604,5	1,684	0,379
420	1398,2	1458,6	1,685	0,489
430	1037,3	1342,6	1,685	0,606
440	805,5	1250,6	1,685	0,727
450	650,9	1177,6	1,685	0,847
460	544,4	1119,1	1,685	0,963
470	469,2	1072,0	1,685	1,070
480	415,1	1033,9	1,685	1,167
490	375,7	1003,2	1,685	1,250
500	347,1	978,7	1,685	1,320
510	326,6	959,2	1,685	1,375
520	312,6	944,2	1,685	1,415
530	303,8	933,2	1,685	1,438
540	295,5	926,2	1,685	1,446

КамАЗ-740.02-180

Дата: 15.09.2021

 $L_i = 1288,777 \text{ Дж/цикл}$ $P_i = 950425,3 \text{ Па}$ $\eta_i = 0,495493$ $g_i = 0,17095 \text{ кг/(кВт·год)}$

ПРОТОКОЛ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ($d_n = 12 \text{ мм}$)

$\varphi, ^\circ \text{П.К.В.}$	P, кПа	T, К	m, г	V, дм ³
180	117,8	377,5	1,624	1,446
190	119,2	379,8	1,624	1,438
200	122,5	383,7	1,624	1,415
210	127,8	389,4	1,624	1,375
220	135,8	397,1	1,624	1,320
230	146,9	407,0	1,624	1,250
240	162,4	419,5	1,624	1,167
250	183,6	435,2	1,624	1,070
260	213,2	454,7	1,624	0,963
270	255,2	478,9	1,624	0,847
280	316,1	509,1	1,624	0,727
290	407,4	547,0	1,624	0,606
300	549,9	595,0	1,624	0,489
310	782,0	656,2	1,624	0,379
320	1177,7	734,6	1,624	0,282
330	1872,1	833,2	1,624	0,201
340	3048,5	948,8	1,624	0,141
350	6884,9	1558,0	1,638	0,103
360	12937,0	2522,7	1,668	0,090
370	12458,5	2739,8	1,686	0,103
380	8655,3	2580,3	1,695	0,141
390	5432,6	2310,2	1,700	0,201
400	3445,7	2051,3	1,702	0,282
410	2292,3	1835,2	1,702	0,379
420	1610,8	1662,7	1,703	0,489
430	1191,2	1525,5	1,703	0,606
440	922,2	1416,8	1,703	0,727
450	743,2	1330,4	1,703	0,847
460	620,1	1261,2	1,703	0,963
470	533,2	1205,3	1,703	1,070
480	470,6	1160,0	1,703	1,167
490	425,1	1123,2	1,703	1,250
500	392,0	1093,5	1,703	1,320
510	368,2	1069,8	1,703	1,375
520	351,7	1051,2	1,703	1,415
530	341,2	1037,0	1,703	1,438
540	331,2	1027,7	1,703	1,446

КамАЗ-740.02-180

Дата: 15.09.2021

 $L_i = 1617,248 \text{ Дж/цикл}$ $P_i = 1192661,0 \text{ Па}$ $\eta_i = 0,479648$ $g_i = 0,176600 \text{ кг/(кВт·год)}$

ПРОТОКОЛ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ($d_n = 13 \text{ мм}$)

$\varphi, ^\circ \text{П.К.В.}$	P, кПа	T, К	m, г	V, дм^3
180	117,8	377,5	1,624	1,446
190	119,2	379,8	1,624	1,438
200	122,5	383,7	1,624	1,415
210	127,8	389,4	1,624	1,375
220	135,8	397,1	1,624	1,320
230	146,9	407,0	1,624	1,250
240	162,4	419,5	1,624	1,167
250	183,6	435,2	1,624	1,070
260	213,2	454,7	1,624	0,963
270	255,2	478,9	1,624	0,847
280	316,1	509,1	1,624	0,727
290	407,4	547,0	1,624	0,606
300	549,9	595,0	1,624	0,489
310	782,0	656,2	1,624	0,379
320	1177,7	734,6	1,624	0,282
330	1872,1	833,2	1,624	0,201
340	3048,5	948,8	1,624	0,141
350	7500,8	1693,3	1,642	0,103
360	14928,4	2890,4	1,679	0,090
370	14501,9	3157,7	1,703	0,103
380	10070,6	2968,2	1,715	0,141
390	6301,5	2647,7	1,720	0,201
400	3981,7	2341,4	1,723	0,282
410	2638,7	2086,5	1,723	0,379
420	1847,4	1883,3	1,724	0,489
430	1361,5	1722,0	1,724	0,606
440	1050,7	1594,3	1,724	0,727
450	844,4	1492,9	1,724	0,847
460	702,7	1411,5	1,724	0,963
470	602,8	1345,7	1,724	1,070
480	530,8	1292,1	1,724	1,167
490	478,5	1248,5	1,724	1,250
500	440,3	1213,1	1,724	1,320
510	412,7	1184,4	1,724	1,375
520	393,5	1161,6	1,724	1,415
530	381,1	1143,9	1,724	1,438
540	369,2	1132,0	1,724	1,446

КамАЗ-740.02-180

Дата: 15.09.2021

 $L_i = 1987,472 \text{ Дж/цикл}$ $P_i = 1465687,7 \text{ Па}$ $\eta_i = 0,463616$ $g_i = 0,182707 \text{ кг/(кВт·год)}$