МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерних технологій та професійної освіти
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
«___»_____ 2026 р.
Зав. кафедри _д.т.н., професор___
(науковий ступінь, вчене звання)
_____ __Володимир ДІДУР___
(підпис) (ініціали, прізвище)

Кваліфікаційна робота (дипломний проект)

перший (бакалаврський)
(назва освітнього рівня)

тема проекту: «Удосконалення дизельного двигуна шляхом модернізації системи живлення»

Виконав: студент 4 курсу, групи 41-ім
освітньої програми___бакалавр_____
спеціальності _208 «Агроінженерія»_
__Мороз Михайло Іванович_____
(прізвище та ініціали)
Керівник професор Дідур В.В.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

Умань – 2026

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерних технологій та професійної освіти
Кафедра агроінженерії
Освітня програма «Бакалавр»
Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри
_____ Володимир ДІДУР
«___» _____ 2026 р.

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

Морозу Михайлу Івановичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту «Удосконалення дизельного двигуна шляхом модернізації системи живлення»

керівник проекту Дідур Володимир Володимирович, професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від
" 01 " травня 2026 р. № 01-06/129
2. Строк подання студентом проекту 18.05.2026 р.
3. Вихідні дані до проекту: перспективи застосування газоподібного палива на автомобільному транспорті; особливості застосування газоподібного палива в дизельних двигунах
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
аналіз стану досліджуваного питання; експериментальні дослідження; питання охорони праці; техніко-економічне обґрунтування проекту.
5. Ілюстративний матеріал: підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 10 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломного проекту: мета і завдання дослідження; блок-схема ремонту та відновлення деталей системи живлення; напрями удосконалення технології технічного обслуговування та ремонту МТП; результати розрахунку економічного ефекту; висновки.

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		

7. Дата видачі завдання 26 вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	При-мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	15.10.2025 .	
2.	Розділ 1. Використання газоподібного палива в ДВЗ	19.11.2025 .	
3.	Розділ 2. Технологічна частина	18.12.2025 .	
4.	Розділ 3. Охорона праці	12.02.2026 .	
5.	Розділ 4. Техніко-економічна частина	09.03.2026 .	
6.	Виконання ілюстративної частини проекту	15.04.2026 .	
7.	Представлення проекту керівнику на перевірку	18.05.2026 .	

Студент _____ Мороз М.І_____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту _____ Дідур В.В._____
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

1. ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОПОДІБНОГО ПАЛИВА В ДВЗ……..5

1.1 .Перспективи застосування газоподібного палива на автомобільному транспорті….5

1.2 Особливості застосування газоподібного палива в дизельних двигунах…….7

2.. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА……..11

2.1 Тепловий розрахунок дизельного двигуна……11

2.2 .Тепловий розрахунок газороздільника……..25

2.3 .Розрахунок необхідної кількості балонів……..31

2.4Визначення величини та оптимального кута випередження подачі запальної дози дизельного палива……..33

2.5 Розрахунок циклової подачі газу……36

2.6 Розрахунок підігрівача……37

3 ОХОРОНА ПРАЦІ 42

3.1 .Організаційно-технічні заходи, спрямовані на поліпшення умов праці……42

3.2 .Розрахунок вентиляції кабіни автомобіля КамАЗ……42

3.3Правила безпеки під час технічного обслуговування та ремонту газобалонних автомобілів……..43

4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА..... 46

ВИСНОВОК..... 50

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... 51

1. ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОПОДІБНОГО ПАЛИВА В ДВЗ

1.1 Перспективи застосування газоподібного палива на автомобільному транспорті

Дослідження науковців у різних країнах світу свідчать, що «нафтова епоха» поступово добігає кінця, а їй на зміну приходить етап активного використання метану. Частка природного газу в глобальному енергетичному балансі неухильно зростає, що підтверджує його стратегічну роль у розвитку енергетики та транспортної галузі.

Серед основних чинників, які дозволяють розглядати природний газ як паливо XXI століття, доцільно виділити такі:

– доведені світові запаси природного газу істотно перевищують запаси нафти;

– зростає необхідність заміщення нафти альтернативними видами енергоресурсів з метою її збереження для галузей, де вона не має повноцінної заміни;

– вищий рівень екологічної безпеки під час видобування, транспортування, переробки та використання, а також кращі споживчі властивості як енергоносія і як сировини;

– стабільніша цінова політика та економічна привабливість для кінцевих споживачів.

В Україні природний газ традиційно відіграє важливу роль у паливно-енергетичному балансі та залишається одним із ключових енергоносіїв. Разом з тим фахівці зазначають, що надмірна залежність від одного виду палива є небажаною. У наукових дослідженнях наголошується на необхідності диверсифікації енергетичних ресурсів, зокрема шляхом оптимального поєднання природного газу з іншими видами палива.

Паралельно зі скороченням видобутку нафти в Україні спостерігається відповідне зменшення обсягів виробництва моторних палив у нафтопереробній галузі. При цьому суттєво знижується випуск не лише мазуту, дизельного палива та бензину, а й скрапленого нафтового газу, що посилює актуальність пошуку альтернативних енергоносіїв для автомобільного транспорту.

Приведені дані дають підстави зробити висновок про доцільність використання природного газу як моторного палива. Одним із ключових питань під час переходу автомобільного транспорту на газ є економічна обґрунтованість переобладнання транспортних засобів. Загалом газ для автотранспорту є дешевшим за традиційні види

нафтового моторного палива. Якщо в окремих регіонах різниця між цінами на бензин і скраплений нафтовий газ може бути незначною, то природний газ стабільно залишається щонайменше вдвічі дешевшим за бензин і помітно дешевшим за дизельне паливо.

Говорити про безпосереднє отримання прибутку від переобладнання транспорту на газ не зовсім коректно. Доцільніше розглядати цей процес як спосіб скорочення експлуатаційних витрат і зниження собівартості транспортної роботи. Обсяг коштів, які щорічно вивільняються завдяки використанню дешевшого палива, є співставним із витратами на переобладнання транспортного засобу.

Техніко-економічні показники будівництва та експлуатації автомобільних газозаправних станцій (АГЗС) і автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС) за сучасних цін на обладнання, матеріали та енергоносії є цілком прийнятними. Для зменшення капітальних витрат на спорудження таких об’єктів можливе використання схем заправлення транспортних засобів газом із застосуванням пересувних заправних комплексів. У світовій практиці найбільш перспективною вважається концепція багатопаливних автозаправних станцій з повним спектром послуг. На таких комплексах здійснюється заправка всіма видами моторного палива, у тому числі природним газом, а також надаються послуги автосервісу, миття транспортних засобів, торгівлі супутніми товарами та продуктами харчування.

В Україні поступово формується інфраструктура для заправлення автомобільного транспорту природним газом. Функціонують та проєктуються газонаповнювальні станції різної продуктивності, зокрема малої та середньої потужності, а також багатопаливні автозаправні комплекси з можливістю реалізації природного газу. Опрацьовано концепцію заправлення транспортних засобів безпосередньо на території автопідприємств із використанням стаціонарних і пересувних засобів. Такий підхід є особливо перспективним у разі, коли одна організація виконує повний комплекс робіт із газифікації рухомого складу.

З екологічної точки зору газові види палива ефективно конкурують із традиційними навіть за умови встановлення на базових автомобілях систем нейтралізації відпрацьованих газів. Крім того, газове паливо практично не містить речовин, які є каталізаторними отрутами для нейтралізаторів (сірка, свинець тощо). Рівень шкідливих викидів, приведений до еквівалентної кількості оксиду вуглецю CO, при переході транспортних засобів на газ зменшується:

– для вантажних автомобілів із карбюраторними двигунами — приблизно на 69 %;

– для дизельних двигунів у газодизельному режимі — на 53 %;

– для автобусів із карбюраторними двигунами — на 76 %;

– для дизельних автобусів у газодизельному режимі — на 44 %.

З огляду на наведене можна зробити висновок, що одним із найшвидших, ефективних і відносно недорогих способів скорочення викидів забруднювальних речовин із відпрацьованими газами двигунів внутрішнього згоряння є масове впровадження природного газу як моторного палива. Окрім того, використання газу є одним із небагатьох природоохоронних заходів, витрати на який окупаються безпосереднім економічним ефектом за рахунок зниження витрат на паливно-мастильні матеріали, тоді як більшість інших екологічних заходів мають виключно витратний характер.

1.2 Особливості застосування газоподібного палива в дизельних двигунах

Відомо, що автомобільні та тракторні двигуни внутрішнього згоряння є джерелами забруднення атмосферного повітря шкідливими речовинами, що містяться у відпрацьованих газах. При цьому основний внесок у забруднення довкілля традиційно припадає на бензинові двигуни, однак зниження токсичності дизелів також залишається актуальним завданням. Склад відпрацьованих газів цих двох типів двигунів суттєво відрізняється насамперед за концентрацією продуктів неповного згоряння — оксиду вуглецю (CO), вуглеводнів (CnHm) і сажі.

Основні переваги використання стисненого природного газу (СПГ, CNG) порівняно з дизельним паливом полягають у такому:

– природний газ не містить шкідливих домішок (свинцю, сірки), які на хімічному рівні руйнують елементи камери згоряння;

– стабільний агрегатний стан: газ надходить у двигун у газоподібній фазі, не змиває масляну плівку зі стінок циліндрів і не розріджує масло в картері;

– газ легко змішується з повітрям і забезпечує рівномірне наповнення циліндрів однорідною горючою сумішшю;

– СПГ майже втричі дешевший за дизельне паливо. Незважаючи на дещо більшу витрату газу (у міських умовах приблизно на 15 %, за містом — на 10 %), загальна економія залишається суттєвою, особливо за великих пробігів транспортних засобів.

Витрати на паливно-мастильні матеріали можуть зменшуватися до 40 %;

– вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах знижується приблизно на 53 %;

– штатна паливна система зазнає мінімальних змін без втрати номінальної потужності двигуна;

– використання СПГ сприяє збільшенню ресурсу двигуна на 30–40 % і, відповідно, зменшенню витрат на ремонт.

Агрегатний стан газу визначається фізико-хімічними властивостями його компонентів, температурою та тиском у балоні. Основні фізико-хімічні характеристики компонентів газових вуглеводневих палив, що впливають на конструкцію та експлуатацію газобалонних автомобілів, наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Фізико-хімічні властивості компонентів газових палив і дизельного палива

Параметр	Компоненти				
	Метан	Етан	Пропан	Бутан	ДТ
Хімічна формула	CH4	C2H6	C3H8	C4H10	C14H30
Молекулярна маса, кг/моль	16	30	44	58	198
Октанове число	ПО	108	105	94	-
Цетанове число	8...10	н.д.	15...16	20...25	47
Щільність палива: газової фази, кг/м рідкої фази, кг/м	0,675	1,356 н.д.	1,96 509	2,59 582	828
Стехіометричний коефіцієнт, L0: масовий, кг/кг об'ємний, м/м	17,2 9,8	16,8 н.д.	15,7 24,4	15,4 32,2	14,4 58,6
Температура кипіння, К	111,4	н.д.	230,9	272,4	553
Теплота згоряння: масова, МДж/кг об'ємна, МДж/м	48,7 33,7	47,1 59,9	45,7 85,5	45,4 111,5	42,5 36,55
Температура займання, °С	580... 680	508... 605	510... 580	480... 540	240

З даних таблиці 1.1 випливає, що всі компоненти газоподібних палив за атмосферного тиску мають температуру кипіння нижче 0 °С. Водночас у разі підвищення

тиску в ємності з газом його температура суттєво зростає. Якщо переобладнання автомобілів з бензиновими двигунами на газове паливо вже набуло масового характеру (вантажні автомобілі ЗІЛ, ГАЗ, більшість моделей «Газель» тощо) і не є чимось незвичним, то до газодизельних транспортних засобів і нині спостерігається підвищена обережність.

Існує два основні способи переведення дизельних двигунів на газоподібне паливо:

– конверсія дизеля у двигун з іскровим запалюванням;

– перехід на газодизельний робочий процес.

Перший спосіб пов’язаний зі значними конструктивними змінами дизельного двигуна. У такому разі двигун стає однотопливним (працює лише на газі) і не може функціонувати на дизельному паливі. Газодизельні двигуни належать до двопаливних установок, що одночасно працюють на газовому та рідкому паливі. Газодизельна модифікація являє собою базовий дизельний двигун, доповнений газовою паливною системою та низкою узгоджувальних агрегатів. При цьому в циліндри подається газоповітряна суміш, яка наприкінці такту стиснення запалюється невеликою «запальною» дозою дизельного палива, що впорскується через форсунки штатної системи паливоподачі.

По суті, це примусова система запалювання, подібна до систем у двигунах із іскровим запалюванням. Проте в газодизелі потужність джерела запалювання значно перевищує енергію електричної іскри, а робоча суміш запалюється одночасно в багатьох осередках. Завдяки цьому істотно розширюються межі допустимого збіднення газоповітряної суміші.

Таке технічне рішення не потребує істотних конструктивних або технологічних змін базової моделі дизеля та зберігає можливість швидкого переходу з газодизельного режиму на звичайний дизельний цикл. Тому газодизельні двигуни можна експлуатувати гнучко, зокрема за значної віддаленості автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС).

Основними перевагами газодизельних двигунів є:

– збереження енергетичних показників на рівні базового дизельного двигуна;

– можливість підвищення максимального крутного моменту та зміщення його в зону нижчих частот обертання колінчастого вала;

– зменшення димності відпрацьованих газів у 20–25 разів;

– економія до 80 % дизельного палива за рахунок заміщення його газом;

– нижчий рівень шуму під час роботи;

– відносна простота переобладнання дизельного двигуна в газодизельний;

– можливість модернізації транспортних засобів, що вже перебувають в експлуатації;

– збільшення ресурсу моторного масла та зниження зношування циліндро-поршневої групи.

Порівняльні показники димності відпрацьованих газів дизельного та переобладнаного газового двигунів, отримані в режимах вільного прискорення та максимальної частоти обертання колінчастого вала, наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Показники димності та токсичності відпрацьованих газів

Показник	Граничні	Режим роботи	
		дизельний	газовий
Режим вільного прискорення	40	35	5
Режим максимальної частоти обертання к.в.	15	14	0

З даних таблиці 1.2 видно, що димність відпрацьованих газів у режимі вільного прискорення на переобладнаному газовому двигуні є у сім разів нижчою, ніж під час роботи на дизельному паливі. У режимі максимальної частоти обертання колінчастого вала значення димності дорівнює нулю, що свідчить про практичну відсутність сажі в продуктах згоряння.

2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1 Тепловий розрахунок дизельного двигуна

Двигун КамАЗ-740.30-260 — чотиритактний, восьмициліндровий, V-подібної компоновки, з турбонаддувом.

Частота обертання колінчастого вала $n = 2200$ хв$^{-1}$. Ступінь стискання $\varepsilon = 16{,}5$. Тиск атмосферного повітря $\mathrm{p_0} = 0{,}1$ МПа, тиск наддувного повітря $\mathrm{p_к} = 0{,}17$ МПа, ефективна потужність двигуна $N_e = 191$ кВт, коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1{,}85$. Використовується дизельне паливо марки «Л» (ГОСТ 305-82). Середній елементарний склад палива: $\mathrm{C} = 85{,}7\%, \mathrm{H} = 13{,}3\%, \mathrm{O} = 1\%$.

Паливо

Нижчу теплоту згоряння палива визначаємо за розрахунковою формулою:

$$Q_H = 33{,}91 \cdot \mathrm{C} + 125{,}6 \cdot \mathrm{H} - 10{,}89(\mathrm{O} - S) - 2{,}51(9\mathrm{H} + W) \quad (2.1)$$

$Q_H = 33{,}91 \cdot 0{,}857 + 125{,}6 \cdot 0{,}133 - 10{,}89 \cdot 0{,}01 - 2{,}51 \cdot 9 \cdot 0{,}133 = 42{,}65$ МДж/кг

Параметри робочого тіла

Теоретично необхідну кількість повітря для повного згоряння 1 кг палива визначаємо за розрахунковою залежністю:

$$l_0 = \frac{1}{0{,}23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot \mathrm{C} + 8 \cdot \mathrm{H} - \mathrm{O}\right) \quad (2.2)$$

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_в} \quad (2.3)$$

$$l_0 = \frac{1}{0{,}23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0{,}857 + 8 \cdot 0{,}133 - 0{,}01\right) = 14{,}519 \text{ кг}$$

$$L_0 = \frac{14{,}519}{28{,}96} = 0{,}501 \text{ моль}$$

Кількість свіжого заряду та продуктів згоряння визначаємо за розрахунковими залежностями на основі елементарного складу палива, теоретично необхідної кількості повітря та коефіцієнта надлишку повітря α:

$$\mathrm{M_1} = \alpha \cdot L_0 \quad (2.4)$$

$$\mathrm{M_1} = 1{,}85 \cdot 0{,}501 = 0{,}927 \text{ моль}$$

$$\mathrm{M_2} = \alpha \cdot L_0 + \frac{\mathrm{H}}{4} + \frac{\mathrm{O}}{32} \quad (2.5)$$

$$\mathrm{M_2} = 0{,}92748 + \frac{0{,}133}{4} + \frac{0{,}01}{32} = 0{,}961 \text{ кмоль}$$

Параметри навколишнього середовища та залишкові гази

Приймаємо атмосферні умови: $\mathrm{p_0} = 0{,}1$ МПа, $\mathrm{T_0} = 288$ К. Показник політропи

стискання в компресорі приймаємо $n = 1{,}65$, температуру повітря після компресора визначаємо за розрахунковою формулою:

$$\mathrm{T_к} = \mathrm{T_0} \cdot (\frac{\mathrm{p_к}}{\mathrm{p_0}})^{\frac{n_к - 1}{n_к}} \quad (2.6)$$

$$\mathrm{T_e} = 288 \cdot \left(\frac{0{,}17}{0{,}1}\right)^{\frac{1{,}65-1}{1{,}65}} = 354{,}96 \text{ К}$$

Визначаємо тиск і температуру залишкових газів:

$$\mathrm{p}_r = 0{,}85 \cdot \mathrm{p}_e \quad (2.7)$$

$$\mathrm{p}_r = 0{,}85 \cdot 0{,}17 = 0{,}137 \text{ МПа}$$

$$\mathrm{T}_r = 750 \text{ К}$$

Процес впуску

Приймаємо температуру підігріву свіжого заряду $\Delta t = 20$℃, густину заряду на впуску визначаємо за розрахунковою формулою:

$$\rho_к = \frac{\mathrm{p_к} \cdot 10^6}{R_в \cdot \mathrm{T_к}} \quad (2.8)$$

де $R_в = 287$ кДж/(кг·град) – питома газова стала для повітря.

$$\rho_к = \frac{0{,}17 \cdot 10^6}{287 \cdot 354{,}96} = 1{,}668 \text{ кг/м}^3$$

Відповідно до швидкісного режиму роботи двигуна та якості обробки внутрішніх поверхонь приймаємо коефіцієнт $(\beta^2 + \xi_{ai}) = 2{,}8$, а швидкість руху заряду на впуску – $\omega_{вп} = 80$ м/с.

Втрати тиску на впуску в двигун визначаємо за розрахунковою формулою:

$$\Delta \mathrm{p_a} = \frac{(\beta^2 + \xi_{ai}) \cdot {\omega_{вп}}^2 \cdot \rho_к \cdot 10^{-6}}{2} \quad (2.9)$$

$$\Delta \mathrm{p_a} = \frac{2{,}8 \cdot 8^2 \cdot 1{,}668 \cdot 10^{-6}}{2} = 0{,}0149 \text{ МПа}$$

Визначаємо тиск у кінці впуску (у кінці процесу наповнення циліндра) за залежністю:

$$\mathrm{p_a} = \mathrm{p_к} - \Delta \mathrm{p_a} \quad (2.10)$$

$$\mathrm{p_a} = 0{,}17 - 0{,}0149 = 0{,}155 \text{ МПа}$$

Визначаємо коефіцієнт залишкових газів за розрахунковою залежністю:

$$\gamma_r = \frac{(\mathrm{T_к} + \Delta t) \cdot \mathrm{p}_r}{T_r \cdot (\varepsilon \cdot \mathrm{p_a} - \mathrm{p}_r)} \quad (2.11)$$

$$\gamma_r = \frac{(354{,}96 + 20) \cdot 0{,}1375}{750 \cdot (16{,}5 \cdot 0{,}155 - 0{,}137)} = 0{,}0283$$

Визначаємо температуру в кінці впуску за розрахунковою залежністю:

$$\mathrm{T_a} = \frac{\mathrm{T_к} + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.12)$$

$$\mathrm{T_a} = \frac{354{,}96 + 20 + 0{,}0283 \cdot 750}{1 + 0{,}0283} = 385{,}3 \text{ К}$$

Визначаємо коефіцієнт наповнення (коефіцієнт зарядження) за формулою:

$$\eta_v = \frac{\mathrm{T_к} \cdot (\varepsilon \cdot \mathrm{p_a} - \mathrm{p}_r)}{(\mathrm{T_к} + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \mathrm{p_к}} \quad (2.13)$$

$$\eta_v = \frac{354{,}96(16{,}5 \cdot 0{,}155 - 0{,}137)}{(354{,}96 + 20)(16{,}5 - 1) \cdot 0{,}17} = 0{,}869$$

Процес стискання

Показник адіабати стискання k_1 визначаємо як функцію ступеня стискання ε та температури в кінці впуску $\mathrm{T_a}$ за номограмою. Показник політропи стискання n_1 визначаємо залежно від показника адіабати k_1, який приймається в межах: $n_1 = (k_1 + 0{,}02) \dots (k_1 - 0{,}02)$, $n_1 = 1{,}38$.

Тиск у кінці стискання визначаємо за формулою:

$$\mathrm{T_c} = \mathrm{T_a} \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (2.15)$$

$$\mathrm{T_c} = 385{,}3 \cdot 16{,}5^{1{,}38 - 1} = 1118 \text{ К}$$

Визначаємо середню молярну теплоємність повітряного заряду в кінці стискання (без урахування впливу залишкових газів):

$$\mu C_{vc} = 20{,}16 + 1{,}74 \cdot 10^{-3} \cdot \mathrm{T_c} \quad (2.16)$$

$$\mu C_{vc} = 20{,}16 + 1{,}74 \cdot 10^{-3} \cdot 1118 = 22{,}10 \text{ кДж/кмоль·град}$$

Визначаємо число молів залишкових газів за співвідношенням через коефіцієнт залишкових газів:

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_0 \quad (2.17)$$

$$M_r = 1{,}85 \cdot 0{,}0283 \cdot 0{,}501 = 0{,}0262 \text{ кмоль}$$

Визначаємо число молів газів у кінці стискання як суму молів свіжого заряду та залишкових газів:

$$M_\mathrm{c} = M_1 + M_r \quad (2.18)$$

$$M_\mathrm{c} = 0{,}927 + 0{,}0262 = 0{,}953 \text{ кмоль}$$

Процес згоряння

Середню молярну теплоємність продуктів згоряння в дизелі при сталому тиску визначаємо за розрахунковою залежністю (у функції температури продуктів згоряння), використовуючи табличні/довідкові коефіцієнти для продуктів згоряння:

$$\mu C_{pz} = \left(20{,}2 + \frac{0{,}92}{\alpha}\right) + \left(15{,}5 + \frac{13{,}8}{\alpha}\right) \cdot 10^{-4} \cdot \mathrm{T}_z + 8{,}314 \quad (2.19)$$

$$\mu C_{pz} = \left(20{,}2 + \frac{0{,}92}{1{,}85}\right) + \left(15{,}5 + \frac{13{,}8}{1{,}85}\right) \cdot 10^{-4} \cdot \mathrm{T}_z + 8{,}314 = 0{,}0022 \cdot \mathrm{T}_z + 29{,}01 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

Визначаємо число молів газів після згоряння за матеріальним балансом реакції з урахуванням коефіцієнта надлишку повітря та кількості залишкових газів:

$$M_z = M_2 + M_r \tag{2.20}$$

$$M_z = 0{,}961 + 0{,}026 = 0{,}987 \text{ кмоль}$$

Розрахунковий коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші визначаємо як відношення кількості молів газів після згоряння до кількості молів газів до згоряння (у кінці стискання):

$$\beta = \frac{M_z}{M_\text{c}} \tag{2.21}$$

$$\beta = \frac{0{,}987}{0{,}953} = 1{,}03$$

Приймаємо коефіцієнт використання теплоти $\xi = 0{,}9$, Тоді кількість теплоти, яка передається газом на ділянці CZ′Z індикаторної діаграми під час згоряння 1 кг палива, визначається за розрахунковою залежністю:

$$Q = \xi \cdot Q_\text{н} \tag{2.22}$$

$$Q = 0{,}9 \cdot 42652 = 38387{,}07 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Приймаємо ступінь підвищення тиску $\lambda = 1{,}45$, Температуру в кінці згоряння визначаємо з рівняння згоряння (теплового балансу) у вигляді:

$$\beta \cdot \mu C_{pz} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot Q}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1+\gamma)} + T_c \cdot (\mu C_{vc} + 8{,}314 \cdot \lambda) \tag{2.23}$$

Підставляємо наявні числові значення величин у рівняння, розв’язуємо отримане квадратне рівняння відносно температури T_z та визначаємо її значення в кельвінах (К).

$$1{,}035 \cdot (0{,}0022 \cdot T_z + 29{,}01) \cdot T_z = \frac{38387{,}07}{1{,}85(1+0{,}0283) \cdot 0{,}501} + 1118 \cdot (22{,}10 + 8{,}314 \cdot 1{,}45),$$

$$0{,}002377 \cdot {T_z}^2 + 30{,}03218 \cdot T_z - 78438{,}77 = 0,$$

$$\text{Д} = 30{,}03218^2 - 4 \cdot 0{,}002377 \cdot (-78438{,}77) = 1647{,}646$$

$$T_z = \frac{-30{,}03218 + \sqrt{1647{,}646}}{2 \cdot 0{,}002377} = 2221{,}326 \text{ К}$$

Визначаємо тиск у кінці процесу згоряння за розрахунковою залежністю:

$$\mathrm{p}_z = \mathrm{p}_\text{c} \cdot \lambda \tag{2.24}$$

$$\mathrm{p}_z = 7{,}42 \cdot 1{,}45 = 10{,}76 \text{ МПа}$$

Визначаємо ступінь попереднього розширення за розрахунковою залежністю:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \tag{2.25}$$

$$\delta = \frac{16{,}5}{1{,}41} = 11{,}63$$

Показник політропи розширення для дизельного двигуна визначаємо за номограмою, враховуючи, що його значення незначно відрізняється від показника адіабати розширення k_2: $n_2 = 1{,}276$.

Визначення показника політропи розширення виконуємо таким чином. За наявними значеннями δ та T_z на номограмі знаходимо точку їх перетину. Через отриману точку проводимо горизонталь до перетину з вертикаллю, опущеною з точки $\alpha = 1$, у результаті чого одержуємо певне значення k_2. Далі рухаємося вздовж відповідної кривої k_2 до перетину з вертикаллю, опущеною з заданого значення α. Ордината точки перетину і визначає шукане значення показника політропи розширення k_2.

Тиск у процесі розширення визначаємо за розрахунковою формулою:

$$\mathrm{p_в} = \frac{\mathrm{p}_z}{\delta^{n_2}} \tag{2.26}$$

$$\mathrm{p_в} = \frac{10{,}76}{11{,}63^{1{,}276}} = 0{,}47 \text{ МПа}$$

Температуру в процесі розширення визначаємо за політропним співвідношенням:

$$\mathrm{T_в} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \tag{2.27}$$

$$\mathrm{T_в} = \frac{2221{,}3}{11{,}63^{1{,}276-1}} = 1128{,}47 \text{ К}$$

Перевірку правильності раніше прийнятого значення температури залишкових газів виконуємо шляхом порівняння прийнятого та розрахункового значень. Відносну похибку визначаємо за формулою:

$$\mathrm{T}_r = \frac{\mathrm{T_в}}{\sqrt[3]{\frac{\mathrm{p_в}}{\mathrm{p}r}}} \tag{2.28}$$

$$\mathrm{T}_r = \frac{1128{,}47}{\sqrt[3]{\frac{0{,}470}{0{,}137}}} = 748{,}68 \text{ К}$$

$$\Delta = \frac{\mathrm{T}_r - \mathrm{T}'_r}{\mathrm{T}_r} \tag{2.29}$$

де T'_r – раніше прийняте значення температури залишкових газів, К.

$$\Delta = \frac{748{,}68 - 750}{748{,}68} \cdot 100\% = 0{,}1766\%$$

Індикаторні параметри робочого циклу дизельного двигуна

Середній індикаторний тиск циклу для нескругленої індикаторної діаграми визначаємо

за розрахунковою залежністю:

$$\mathrm{p_i} = \frac{\mathrm{p_c}}{\varepsilon-1} \cdot [\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot (1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}})] \quad (2.30)$$

$$\mathrm{P_1'} = \frac{7{,}42}{16{,}5-1} \cdot \left[1{,}45 \cdot (1{,}41 - 1) + \frac{1{,}45 \cdot 1{,}41}{1{,}276-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11{,}63^{1{,}276-1}}\right) - \frac{1}{1{,}38-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{16{,}5^{1{,}38-1}}\right)\right] =$$

1,22 МПа

Приймаємо коефіцієнт повноти індикаторної діаграми $v = 0{,}944$, середній індикаторний тиск циклу для заокругленої індикаторної діаграми визначаємо за формулою:

$$\mathrm{p_i} = \mathrm{p_i'} \cdot v \quad (2.31)$$

$$\mathrm{p_i} = 1{,}22 \cdot 0{,}944 = 1{,}15 \text{ МПа}$$

Визначаємо індикаторний ККД

Індикаторний коефіцієнт корисної дії робочого циклу дизельного двигуна визначаємо за формулою:

$$\eta_\mathrm{i} = \frac{\mathrm{p_i} \cdot \alpha \cdot l_0}{Q_\mathrm{н} \cdot \rho_\mathrm{к} \cdot \eta_v} \quad (2.32)$$

$$\eta_\mathrm{i} = \frac{1{,}152 \cdot 1{,}85 \cdot 14{,}52}{42{,}65 \cdot 0{,}869 \cdot 1{,}66} = 0{,}49$$

Визначаємо індикаторну питому витрату палива

Індикаторну питому витрату палива визначаємо за формулою:

$$g_\mathrm{i} = \frac{3{,}6 \cdot 10^3}{Q_\mathrm{н} \cdot \eta_\mathrm{i}} \quad (2.33)$$

$$g_\mathrm{i} = \frac{3{,}6 \cdot 10^3}{42{,}65 \cdot 0{,}49} = 168{,}84 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$$

Ефективні показники дизельного двигуна

Попередньо приймаємо середню швидкість поршня для автомобільного дизеля $W_{n\ \text{ср.}} = 8{,}8$ м/с. Середній тиск механічних втрат визначаємо за розрахунковою залежністю:

$$\mathrm{P_м} = \alpha + \mathrm{в} \cdot W_{n\ \text{ср.}} \quad (2.34)$$

З урахуванням того, що для дизельних двигунів з нерозділеними камерами згоряння приймаємо коефіцієнти З урахуванням того, що для дизельних двигунів з нерозділеними камерами згоряння приймаємо коефіцієнти $\alpha = 0{,}089$, $\mathrm{в} = 0{,}0118$.

Середній тиск механічних втрат:

$$\mathrm{P_e} = \mathrm{P_i} - \mathrm{P_м} \quad (2.35)$$

$$\mathrm{P_e} = 1{,}152 - 0{,}192 = 0{,}959 \text{ МПа}$$

Визначаємо механічний ККД двигуна за співвідношенням ефективних та індикаторних параметрів:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{\text{P}_\text{e}}{\text{P}_\text{i}} \tag{2.36}$$

$$\eta_{\text{м}} = \frac{0{,}959}{1{,}152} = 0{,}83$$

Визначаємо ефективний ККД двигуна як добуток індикаторного та механічного ККД або безпосередньо через ефективні параметри:

$$\eta_\text{e} = \eta_\text{i} \cdot \eta_{\text{м}} \tag{2.37}$$

$$\eta_\text{e} = 0{,}83 \cdot 0{,}5 = 0{,}416$$

Визначаємо ефективну питому витрату палива за розрахунковою залежністю:

$$g_e = \frac{3{,}6 \cdot 10^3}{Q_\text{н} \cdot \eta_e} \tag{2.38}$$

$$g_e = \frac{3{,}6 \cdot 10^3}{42{,}65 \cdot 0{,}416} = 202{,}7 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$$

Основні розміри циліндра та питомі параметри двигуна

Виходячи з ефективної потужності, частоти обертання колінчастого вала, середнього ефективного тиску та кількості циліндрів, робочий об’єм одного циліндра визначаємо за формулою:

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\text{дв}} \cdot N_e}{\text{P}_e \cdot i \cdot n} \tag{2.39}$$

$$V_h = \frac{30 \cdot 4 \cdot 191}{0{,}95935 \cdot 8 \cdot 2200} = 1{,}35746 \text{ л}$$

Відношення ходу поршня до діаметра циліндра приймаємо рівним одиниці, тобто:

$$\rho = \frac{S}{D} = \frac{120}{120} = 1 \tag{2.40}$$

Діаметр циліндра *D*, мм визначаємо за формулою:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}} \tag{2.41}$$

Отримане значення діаметра циліндра округлюємо до найближчого стандартного розміру — парного числа, нуля або п’ятірки.

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1{,}35746}{3{,}14 \cdot 1{,}0}} = 120{,}03 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр циліндра $D = 120$ мм.

Тоді хід поршня:

$$S = D \cdot \rho \tag{2.42}$$

$$S = 120 \cdot 1 = 120 \text{ мм}$$

Визначаємо площу поршня за геометричною формулою кола:

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (2.43)$$

$$F_n = \frac{3{,}14 \cdot 12^2}{4} = 113{,}04 \text{ см}^2$$

Визначаємо робочий об'єм циліндра за геометричною залежністю:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} \quad (2.44)$$

$$V_h = \frac{\pi \cdot 1{,}2^2 \cdot 1{,}2}{4} = 1{,}358 \text{ л}$$

Визначаємо середню швидкість поршня за кінематичною формулою:

$$W_{\text{ср}} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} \quad (2.45)$$

$$W_{\text{ср}} = \frac{120 \cdot 2200}{3 \cdot 10^4} = 8{,}8 \text{ м/с}$$

Визначаємо розрахункове значення ефективної потужності двигуна за середнім ефективним тиском, частотою обертання та робочим об'ємом:

$$N_e = \frac{\text{P}_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}} \quad (2.46)$$

де i – кількість циліндрів двигуна.

$$N_e = \frac{0{,}959 \cdot 8 \cdot 1{,}35 \cdot 2200}{30 \cdot 4} = 191{,}10 \text{ кВт}$$

Порівнюємо отримане розрахункове значення ефективної потужності з заданим (паспортним) та оцінюємо відхилення між ними.

$$\Delta = \frac{191{,}10 - 191}{191} \cdot 100\% = 0{,}05\%$$

Таким чином, можна зробити висновок, що тепловий розрахунок виконано коректно та отримані результати узгоджуються з заданими параметрами двигуна.

Побудова індикаторних діаграм для двигуна КАМАЗ-740.30-260.

Побудову згорнутої індикаторної діаграми двигуна внутрішнього згоряння здійснюємо на основі даних теплового розрахунку. Діаграму будуємо в прямокутній системі координат *P–S*, де *P* – тиск у циліндрі, *S* – хід поршня.

Для побудови прийнято такі масштаби:

$$\mu_{\text{p}} = \frac{1}{12{,}5} = 0{,}08 \text{ МПа/мм}$$

$$\mu_S = 1 \text{ мм}$$

де μ_{p} – масштаб тиску;

μ_S – масштаб переміщення.

Від початку координат у масштабі μ_S уздовж осі абсцис відкладають значення

приведеної висоти камери стискання S_c та повного ходу поршня S. При цьому:

$$S_c = \frac{S}{(\varepsilon-1)\cdot\mu_S} \quad (2.47)$$

$$S_c = \frac{120}{(16{,}5-1)\cdot 1} = 7{,}74 \text{ мм}$$

Абсцису точки Z на індикаторній діаграмі дизельного двигуна визначаємо за розрахунковим рівнянням:

$$ZZ' = S_c \cdot (\rho - 1) \quad (2.48)$$

де ρ – ступінь попереднього розширення.

$$ZZ' = 7{,}74 \cdot (1{,}4185 - 1) = 3{,}24 \text{ мм}$$

По осі ординат у масштабі μ_p відкладаємо значення тиску в характерних точках індикаторної діаграми *a,c,Z',Z,b,r* а також атмосферний тиск p_0.

Побудову політроп стискання та розширення виконують за проміжними точками. Тиск у проміжних точках політропи стискання визначають за залежністю:

$$p_x = p_a \cdot \left(\frac{S_c+S}{S_x}\right)^{n_1} \quad (2.49)$$

Для політропи розширення значення тиску в проміжних точках визначаємо за залежністю:

$$p_x = p_в \cdot \left(\frac{S_c+S}{S_x}\right)^{n_2} \quad (2.50)$$

Розглянемо приклад розрахунку для $S_x = 35$ мм.

$$P_{сж} = 0{,}155048 \cdot \left(\frac{120+7{,}74}{35}\right)^{1{,}38} = 0{,}926 \text{ МПа}$$

$$P_{сж} = \frac{0{,}926}{0{,}08} = 11{,}57 \text{ мм}$$

$$P_{рас} = 0{,}47009 \cdot \left(\frac{120+7{,}74}{35}\right)^{1{,}276} = 2{,}453 \text{ МПа}$$

$$P_{рас} = \frac{2{,}453}{0{,}08} = 30{,}66 \text{ мм}$$

Для інших значень S_x розрахунки виконуються аналогічно. Отримані значення p_x заносимо до таблиці 3.

Таблиця 2.3 – Значення тисків у проміжних точках політропи стискання та розширення

№ точки	Sx, мм	Політропа стиснення		Політропа розширення	
		Рсж, МПа	Рсж, мм	Ррас, МПа	Ррас, мм
1	7,74	7,423	92,79	10,764	134,55
2	25	1,472	18,41	3,768	47,10

3	35	0,926	11,57	2,453	30,66
4	60	0,440	5,50	1,233	15,41
5	80	0,296	3,70	0,854	10,68
6	100	0,217	2,72	0,642	8,03
7	120	0,169	2,11	0,509	6,36
8	127,74	0,155	1,94	0,470	5,88

Для перетворення (перебудови) отриманої індикаторної діаграми в розгорнутий вигляд графоаналітичним методом під нею будують півколо радіусом R, враховуючи, що хід поршня $S = 2R$. Далі півколо поділяють на дуги, що відповідають кутам по $20 \circ$, а отримані точки з'єднують радіусами з центром кола. Після цього центр кола зміщують праворуч на величину, що відповідає поправці Брікса.

$$\frac{R\lambda}{2} = \frac{60 \cdot 0{,}270}{2} = 8{,}1 \text{ мм}$$

Із нового центра проводять промені, паралельні раніше побудованим радіусам. Від отриманих точок на півколі опускають вертикальні лінії до перетину з кривими індикаторної діаграми.

Точки перетину визначають значення тиску газів $P_{газ}$ при відповідних кутах повороту кривошипа. Лінію P_0 згорнутої діаграми продовжують праворуч, наносячи на ній значення кутів повороту кривошипа у масштабі 1 мм = 2°. Величини $\Delta P_{газ}$(МПа) відлічують від лінії P_0 і відкладають на розгортці. Отримані точки з'єднують плавною кривою.

Динамічний розрахунок двигуна

Для розрахунку деталей кривошипно-шатунного механізму на міцність і визначення навантажень, що передаються на трансмісію машин, необхідно встановити величини та характер зміни сил і моментів, які діють у двигуні. З цією метою виконують динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму в такій послідовності:

1. Індикаторну діаграму будують на аркуші формату А1 у верхньому лівому куті.
2. У правому верхньому куті розміщують діаграму фаз газорозподілу, а під нею — схему кривошипно-шатунного механізму з позначенням точок прикладання сил і напрямків їх дії.
3. Побудовану заокруглену індикаторну діаграму за методом Брікса розгортають у діаграму надлишкових тисків газів залежно від кута повороту колінчастого вала в масштабі 1 мм = 20°.

4. Нижче півкола наносять координатні осі та будують графіки переміщення, швидкості й прискорення поршня в раніше обраному масштабі.

5. На основі визначених геометричних параметрів двигуна обчислюють маси елементів, що здійснюють зворотно-поступальний рух, а також маси деталей, які обертаються. Для цього задаються конструктивними масами поршневої та шатунної групи (відповідно до методичних вказівок).

Маса елементів, що рухаються зворотно-поступально, визначається таким чином:

$$m_j = m_n + m_{\text{ш.}n.} \tag{2.51}$$

$$m_n = 250 \cdot 113{,}04 \cdot 10^{-4} = 2{,}83 \text{ кг}$$

$$m_{\text{ш}} = 305 \cdot 113{,}04 \cdot 10^{-4} = 3{,}45 \text{ кг}$$

$$m_{\text{ш.}n.} = 0{,}2 \cdot m_{\text{ш}} = 0{,}2 \cdot 3{,}45 = 0{,}69 \text{ кг}$$

$$m_j = 2{,}83 + 0{,}69 = 3{,}52 \text{ кг}$$

Маса обертових деталей:

$$m_R = m_{\text{к}} + 2 \cdot m_{\text{ш.к.}} \tag{2.52}$$

$$m_{\text{к}} = 250 \cdot 113{,}04 \cdot 10^{-4} = 2{,}83 \text{ кг}$$

$$m_{\emptyset.e.} = (0{,}7 \dots 0{,}8) \cdot m_{\emptyset} = 0{,}75 \cdot 3{,}45 = 2{,}59 \text{ кг}$$

$$m_R = 2{,}83 + 2 \cdot 2{,}59 = 8{,}0 \text{ кг}$$

Перевіряємо відповідність прийнятих мас за значенням питомої сили інерції за формулою:

$$\text{P}_{j\,max} = \frac{\text{P}_j}{F_n} = \left(\frac{m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1+\lambda)}{F_n}\right) \cdot 10^{-6} \text{ МПа} \tag{2.53}$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 2200}{30} = 230{,}20 \text{ с}^{-1}$$

$$\text{P}_{j\,max} = \left(\frac{4 \cdot 0{,}06 \cdot 230{,}27^2 \cdot (1+0{,}27)}{11{,}304 \cdot 10^{-3}}\right) \cdot 10^{-6} = 1{,}2565 < 1{,}4 \text{ МПа}$$

6. Розрахунок сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Силу інерції зворотно-поступально рухомих мас визначаємо за залежністю:

$$\text{P}_j = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot cos2\varphi) \tag{2.54}$$

– відцентрову силу інерції обертових мас визначаємо за формулою:

$$\text{K}_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2 \tag{2.55}$$

– сили інерції обертових мас шатуна визначаємо як відцентрові сили тієї частини маси шатуна, що бере участь в обертанні разом із кривошипом:

$$\text{K}_{R.\text{Ш.}} = -2{,}59 \cdot 0{,}06 \cdot 230{,}27^2 \cdot 10^{-3} = -8226{,}34 \text{ кН}$$

– сумарну силу, що діє на поршень, визначаємо як алгебраїчну суму газової сили та сил інерції зворотно-поступальних мас:

$$P_{\Sigma} = P_r + P_j \quad (2.56)$$

– бокову силу, перпендикулярну осі циліндра, визначаємо з урахуванням геометрії кривошипно-шатунного механізму як складову сумарної сили, що діє на поршень:

$$N = P \cdot tg\beta \quad (2.57)$$

– силу, що діє вздовж шатуна, визначаємо як складову сумарної сили на поршень у напрямку осі шатуна:

$$S = \frac{P}{cos\beta} \quad (2.58)$$

– нормальну силу, що діє вздовж радіуса кривошипа, визначаємо як проєкцію сили в шатуні на напрямок радіуса кривошипа:

$$K = \frac{P \cdot \cos(\varphi+\beta)}{cos\beta} \quad (2.59)$$

– тангенціальну силу, дотичну до кола обертання кривошипа, визначаємо як складову сили в шатуні, перпендикулярну до радіуса кривошипа:

$$T = \frac{P \cdot sin(\varphi+\beta)}{cos\beta} \quad (2.60)$$

Значення тригонометричних функцій для вибраних кутів беремо зі довідкових таблиць. Розрахунок усіх діючих сил виконуємо через кожні 20° повороту колінчастого вала. Вихідні та розрахункові дані для різних кутів зводимо в таблицю 4.

7. За отриманими результатами будуємо графіки зміни сил залежно від кута повороту колінчастого вала.

На верхньому графіку відображаємо зміну: сили тиску газів P_r, сили інерції зворотно-поступальних мас P_j та сумарної сили P_{Σ} .

Нижче будують бокову силу N, що діє на стінку циліндра, і силу S, спрямовану вздовж шатуна. Під цими графіками будують нормальну силу K, що діє вздовж осі кривошипа, та тангенціальну силу T.

Розрахункові дані оформлюємо у вигляді таблиці 4.

Таблиця 2.4 – Розрахункові дані сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

φ	$\Delta P_Г$, МПа	P_j, МПа	$P_Σ$, МПа	$P_Г$, кН	P_j, кН	$P_Σ$, кН	N, кН	S, кН	K, кН	T, кН	M, Нм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	0,055	-1,257	-1,201	0,624	14,20	-13,580	0,000	-13,58	-13,58	0,000	0,000

20	0,055	-1,134	-1,079	0,624	12,82	-12,199	-1,135	-12,24	-11,07	-5,233	-314,00
40	0,055	-0,804	-0,749	0,624	9,092	-8,468	-1,490	-8,595	-5,530	-6,580	-394,77
60	0,055	-0,361	-0,306	0,624	4,082	-3,458	-0,827	-3,555	-1,013	-3,406	-204,38
80	0,055	0,079	0,134	0,624	0,896	1,519	0,415	1,576	-0,144	1,568	94,087
100	0,055	0,423	0,478	0,624	4,780	5,404	1,475	5,604	-2,394	5,063	303,798
120	0,055	0,628	0,683	0,624	7,102	7,726	1,847	7,942	-5,462	5,771	346,278
140	0,055	0,712	0,767	0,624	8,043	8,667	1,525	8,797	-7,618	4,403	264,177
160	0,055	0,725	0,780	0,624	8,196	8,820	0,820	8,856	-8,565	2,249	134,953
180	0,055	0,722	0,777	0,624	8,164	8,788	0,000	8,788	-8,788	0,000	0,000
200	0,060	0,725	0,785	0,678	8,196	8,875	-0,825	8,910	-8,617	-2,263	-135,78
220	0,075	0,712	0,787	0,850	8,043	8,893	-1,565	9,027	-7,817	-4,518	-271,06
240	0,106	0,628	0,735	1,203	7,102	8,305	-1,985	8,537	-5,871	-6,204	-372,21
260	0,167	0,423	0,590	1,890	4,780	6,670	-1,821	6,917	-2,955	-6,250	-374,97
280	0,287	0,079	0,366	3,247	0,896	4,142	-1,131	4,295	-0,393	-4,275	-256,47
300	0,571	-0,361	0,210	6,457	4,082	2,375	-0,568	2,441	0,696	-2,339	-140,33
320	1,349	-0,804	0,544	15,247	9,092	6,155	-1,083	6,247	4,019	-4,782	-286,93
330	2,143	-0,990	1,153	24,227	11,19	13,031	-1,772	13,148	10,399	-8,053	-483,19
340	3,731	-1,134	2,597	42,177	12,82	29,354	-2,730	29,472	26,654	-12,59	-755,58
350	5,211	-1,225	3,986	58,907	13,85	45,055	-2,118	45,101	44,019	-9,912	-594,73
360	7,323	-1,257	6,067	82,781	14,20	68,577	0,000	68,577	68,577	0,000	0,000
370	10,664	-1,225	9,439	120,54	13,85	106,69	5,015	106,80	104,24	23,473	1408,36
380	8,924	-1,134	7,790	100,87	12,82	88,054	8,189	88,406	79,953	37,775	2266,50
390	5,879	-0,990	4,889	66,458	11,19	55,263	7,516	55,760	44,100	34,152	2049,14
400	3,614	-0,804	2,809	40,848	9,092	31,756	5,589	32,232	20,737	24,675	1480,47
420	2,379	-0,590	1,790	26,894	6,665	20,230	4,248	20,675	9,751	18,227	1093,62
440	1,000	0,079	1,079	11,304	0,896	12,200	3,330	12,651	-1,159	12,590	755,394
460	0,678	0,423	1,100	7,660	4,780	12,439	3,396	12,900	-5,511	11,656	699,340
480	0,513	0,628	1,141	5,797	7,102	12,899	3,083	13,260	-9,119	9,635	578,119
500	0,426	0,712	1,138	4,820	8,043	12,863	2,264	13,056	-11,30	6,535	392,07
520	0,383	0,725	1,108	4,332	8,196	12,528	1,165	12,578	-12,16	3,195	191,68
540	0,370	0,722	1,093	4,187	8,164	12,351	0,000	12,351	-12,35	0,000	0,000
560	0,338	0,725	1,063	3,816	8,196	12,013	-1,117	12,061	-11,66	-3,063	-183,79
580	0,305	0,712	1,016	3,445	8,043	11,489	-2,022	11,661	-10,09	-5,836	-350,17
600	0,272	0,628	0,900	3,075	7,102	10,177	-2,432	10,462	-7,195	-7,602	-456,11
620	0,239	0,423	0,662	2,704	4,780	7,484	-2,043	7,761	-3,315	-7,012	-420,73
640	0,206	0,079	0,286	2,333	0,896	3,229	-0,881	3,348	-0,307	-3,332	-199,91

660	0,174	-0,361	-0,188	1,962	4,082	-2,120	0,507	-2,179	-0,621	2,088	125,284
680	0,141	-0,804	-0,664	1,592	9,092	-7,500	1,320	-7,613	-4,898	5,828	349,668
700	0,108	-1,134	-1,026	1,221	12,82	-11,602	1,079	-11,64	-10,53	4,977	298,640
720	0,055	-1,257	-1,201	0,624	14,20	-13,580	0,000	-13,58	-13,58	0,000	0,000

Таблиця 2.5 – Вихідні дані для побудови графіків переміщення, швидкості та прискорення поршня

φ, п.к.в.	S1, мм	S2, мм	Sп, мм	W1, м/с	W2, м/с	Wп, м/с	J1, м²/с
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	3181,36
20	3,62	0,95	4,57	4,73	1,20	5,92	2989,50
40	14,04	3,35	17,38	8,88	1,84	10,72	2437,07
60	30,00	6,08	36,08	11,97	1,62	13,58	1590,68
80	49,58	7,86	57,44	13,61	0,64	14,24	552,44
100	70,42	7,86	78,27	13,61	-0,64	12,97	-552,44
120	90,00	6,08	96,08	11,97	-1,62	10,35	-1590,68
140	105,96	3,35	109,31	8,88	-1,84	7,04	-2437,07
160	116,38	0,95	117,33	4,73	-1,20	3,53	-2989,50
180	120,00	0,00	120,00	0,00	0,00	0,00	-3181,36
200	116,38	0,95	117,33	-4,73	1,20	-3,53	-2989,50
220	105,96	3,35	109,31	-8,88	1,84	-7,04	-2437,0
240	90,00	6,08	96,08	-11,97	1,62	-10,35	-1590,6
260	70,42	7,86	78,27	-13,61	0,64	-12,97	-552,44
280	49,58	7,86	57,44	-13,61	-0,64	-14,24	552,44
300	30,00	6,08	36,08	-11,97	-1,62	-13,58	1590,68
320	14,04	3,35	17,38	-8,88	-1,84	-10,72	2437,07
340	3,62	0,95	4,57	-4,73	-1,20	-5,92	2989,50
360	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	3181,36

8. На першому аркуші також виконують побудову графіків переміщення, швидкості та прискорення поршня.

$$S_{\text{п}} = R[(1 - cos\varphi) + \lambda/4(1 - cos2\varphi)]$$

$$W_{\text{п}} = R\omega((sin\varphi) + \lambda/2sin2\omega)$$

$$j_{\text{п}} = R\omega^2(cos\varphi + \lambda cos2\varphi)$$

9. Для побудови полярної діаграми задають прямокутні координати: по горизонталі відкладають силу T, а по вертикалі — силу K. Для прийнятих у розрахунках значень кутів

повороту колінчастого вала φ будують полярну діаграму сили S, тобто відкладають її складові (T — по горизонталі, K — по вертикалі), послідовно отримуючи кінці вектора S. Одержані точки φ_1, φ_2 тощо з'єднують у порядку зростання кута плавною кривою.

2.2 Тепловий розрахунок газороздільника

Вихідні дані

Двигун КамАЗ-740.30-260, чотиритактний, восьмициліндровий, V-подібний, з турбонаддувом.

Частота обертання колінчастого вала: $n = 2200$ хв$^{-1}$.

Ступінь стискання: $\varepsilon = 16{,}5$.

Тиск атмосферного повітря: $\mathrm{p}_0 = 0{,}1$ МПа.

Тиск наддувного повітря: $\mathrm{p}_к = 0{,}16$ МПа.

Ефективна потужність: $N_e = 191$ кВт.

Коефіцієнт надлишку повітря: $\alpha = 1{,}75$.

Нижча теплота згоряння палива: $Q_н = 48{,}92$ МДж/кг.

Параметри робочого тіла

Теоретично необхідну кількість повітря для згоряння 1 кг палива визначаємо за формулою:

$$l_0 = \frac{1}{0{,}23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0{,}857 + 8 \cdot 0{,}133 - 0{,}01\right) = 14{,}519 \text{ кг}$$

$$L_0 = \frac{14{,}519}{28{,}96} = 0{,}501 \text{ кмоль}$$

Визначаємо масу свіжого заряду та кількість продуктів згоряння:

$$\mathrm{M}_1 = 1{,}85 \cdot 0{,}501 = 0{,}927 \text{ кмоль}$$

$$\mathrm{M}_2 = 0{,}92748 + \frac{0{,}133}{4} + \frac{0{,}01}{32} = 0{,}961 \text{ кмоль}$$

Параметри навколишнього середовища та залишкові гази.

Атмосферні умови приймаємо стандартними: $\mathrm{p}_0 = 0{,}1$ МПа, $\mathrm{T}_0 = 288$ К.

Показник політропи стискання в компресорі приймаємо $n = 1{,}65$.

Далі визначаємо температуру повітря на виході з компресора (після стискання) за прийнятим законом політропного процесу:

$$\mathrm{T}_к = 288 \cdot \left(\frac{0{,}16}{0{,}1}\right)^{\frac{1{,}65-1}{1{,}65}} = 347 \text{ К}$$

Визначаємо тиск і температуру залишкових газів:

$$\mathrm{p}_r = 0{,}85 \cdot 0{,}16 = 0{,}136 \text{ МПа}$$

$$T_r = 750 \text{ К}$$

Процес впуску

Температуру підігріву свіжого заряду приймаємо $\Delta t = 20 \circ C$.

На основі заданих умов визначаємо густину робочої суміші на вході в циліндр, враховуючи температуру повітря після підігріву та параметри навколишнього середовища. Отримане значення використовується для подальшого розрахунку наповнення циліндра, маси заряду та показників газообміну:

$$\rho_к = \frac{0{,}16 \cdot 10^6}{287 \cdot 347} = 1{,}66 \text{ кг/м}^3$$

Втрати тиску під час впуску в двигун

З урахуванням швидкісного режиму роботи двигуна та якості обробки внутрішніх поверхонь приймаємо узагальнений коефіцієнт $(\beta^2 + \xi) = 2{,}8$, а швидкість руху заряду — $\omega_{вп} = 80$ м/с.

На основі цих параметрів визначаємо втрати тиску у впускному тракті двигуна, які зумовлені гідравлічним опором каналів, місцевими опорами та характером руху потоку. Отримане значення використовується для уточнення фактичних параметрів наповнення циліндра та оцінювання ефективності процесу газообміну.

За потреби можу записати це з формулою для розрахунку втрат тиску та оформити у вигляді завершеного підпункту для дипломної чи магістерської роботи.

$$\Delta p_a = \frac{2{,}8 \cdot 80^2 \cdot 1{,}66 \cdot 10^{-6}}{2} = 0{,}013 \text{ МПа}$$

Визначаємо коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_r = \frac{(347 + 20) \cdot 0{,}136}{750 \cdot (16{,}5 \cdot 0{,}147 - 0{,}136)} = 0{,}029$$

Визначаємо температуру наприкінці процесу впуску:

$$T_a = \frac{347 + 20 + 0{,}029 \cdot 750}{1 + 0{,}029} = 378 \text{ К}$$

Визначаємо коефіцієнт наповнення:

$$\eta_v = \frac{347(16{,}5 \cdot 0{,}147 - 0{,}136)}{(347 + 20)(16{,}5 - 1) \cdot 0{,}16} = 0{,}87$$

Процес стискання

Визначаємо тиск наприкінці стискання:

$$p_c = 0{,}147 \cdot 16{,}5^{1{,}38} = 7{,}04 \text{ МПа}$$

Визначаємо температуру наприкінці стискання:

$$\mathrm{T_c} = 378 \cdot 16{,}5^{1{,}38-1} = 1097 \text{ К}$$

Визначаємо середню молярну теплоємність повітряного заряду наприкінці стискання (без урахування впливу залишкових газів):

$$\mu C_{vc} = 20{,}16 + 1{,}74 \cdot 10^{-3} \cdot 1097 = 22{,}0 \text{ кДж/кмоль·град}$$

Визначаємо кількість молів залишкових газів:

$$\mathrm{M}_r = 1{,}75 \cdot 0{,}029 \cdot 0{,}501 = 0{,}0254 \text{ кмоль}$$

Визначаємо кількість молів газів наприкінці стискання:

$$\mathrm{M_c} = 0{,}927 + 0{,}0254 = 0{,}952 \text{ кмоль}$$

Процес згоряння

Визначаємо середню молярну теплоємність продуктів згоряння в дизельному двигуні за сталого тиску:

$$\mu C_{pz} = \left(20{,}2 + \frac{0{,}92}{1{,}75}\right) + \left(15{,}5 + \frac{13{,}8}{1{,}75}\right) \cdot 10^{-4} \cdot \mathrm{T}_z + 8{,}314 = 0{,}0023 \cdot \mathrm{T}_z + 29{,}04$$

кДж/кмоль·град

Визначаємо кількість молів газів після згоряння:

$$\mathrm{M}_z = 0{,}961 + 0{,}0254 = 0{,}986 \text{ кмоль}$$

Визначаємо розрахунковий коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші:

$$\beta = \frac{0{,}986}{0{,}952} = 1{,}035$$

Приймаємо коефіцієнт використання теплоти $\xi = 0{,}9$.

Тоді кількість теплоти, що передається газами на ділянці $CZ'Z$ індикаторної діаграми під час згоряння 1 кг палива, визначається з урахуванням частки корисно використаної теплоти. Отримане значення характеризує ефективну теплову дію процесу згоряння та використовується для подальших термодинамічних розрахунків робочого циклу двигуна, зокрема при визначенні температурних і тискових параметрів після згоряння:

$$Q = 0{,}9 \cdot 48920 = 44028 \text{ кДж/кг}$$

Приймаємо ступінь підвищення тиску $\lambda = 1{,}6$.

Підставляємо наявні числові значення у відповідний розрахунковий вираз, після чого розв'язуємо отримане квадратне рівняння відносно температури T_z та визначаємо її числове значення в кельвінах. Отриманий результат використовується для подальших термодинамічних розрахунків процесу згоряння і оцінювання параметрів робочого циклу двигуна:

$$\mathrm{T}_z = 2286 \text{ К}$$

Визначаємо тиск наприкінці процесу згоряння:

$$p_z = 7{,}04 \cdot 1{,}6 = 11{,}26 \text{ МПа}$$

Визначаємо ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{1{,}03 \cdot 2286}{1{,}6 \cdot 1097} = 1{,}34$$

Процес розширення

Визначаємо ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \frac{16{,}5}{1{,}34} = 12{,}31$$

$$p_в = \frac{11{,}26}{12{,}31^{1{,}25}} = 0{,}49 \text{ МПа}$$

Визначаємо температуру в процесі розширення:

$$T_в = \frac{2286}{12{,}31^{1{,}25-1}} = 1220 \text{ К}$$

$$T_r = \frac{1220}{\sqrt[3]{\frac{0{,}490}{0{,}136}}} = 777 \text{ К}$$

$$\Delta = \frac{777 - 750}{777} \cdot 100\% = 3{,}47\%$$

Індикаторні параметри робочого циклу газодизельного двигуна

Визначаємо середній індикаторний тиск циклу для нескругленої індикаторної діаграми:

$$P_1' = \frac{7{,}04}{16{,}5 - 1} \cdot [1{,}6 \cdot (1{,}34 - 1) + \frac{1{,}6 \cdot 1{,}34}{1{,}25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12{,}31^{1{,}25-1}}\right) - \frac{1}{1{,}38 - 1} \cdot (1 - \frac{1}{16{,}5^{1{,}38-1}})]$$

Визначаємо середній індикаторний тиск циклу для згладженої індикаторної діаграми:

$$p_i = 1{,}41 \cdot 0{,}95 = 1{,}34 \text{ МПа}$$

Визначаємо індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{1{,}34 \cdot 1{,}75 \cdot 14{,}52}{48{,}92 \cdot 0{,}87 \cdot 1{,}66} = 0{,}48$$

Визначаємо індикаторну питому витрату палива:

$$g_i = \frac{3{,}6 \cdot 10^3}{48{,}92 \cdot 0{,}48} = 153{,}3 \text{ г/кВт·год}$$

Ефективні показники газодизельного двигуна:

$$P_м = 0{,}089 + 0{,}011 \cdot 8{,}8 = 0{,}192 \text{ МПа}$$

Визначаємо середній ефективний тиск:

$$P_e = 1{,}34 - 0{,}192 = 1{,}148 \text{ МПа}$$

Визначаємо механічний ККД:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{1{,}148}{1{,}34} = 0{,}86$$

Визначаємо ефективний ККД:

$$\eta_{\text{е}} = 0{,}48 \cdot 0{,}86 = 0{,}413$$

Визначаємо ефективну питому витрату палива:

$$g_{\text{е}} = \frac{3{,}6 \cdot 10^3}{48{,}92 \cdot 0{,}413} = 178{,}2 \text{ г/кВт·год}$$

Побудова згорнутої індикаторної діаграми ДВЗ здійснюється за даними теплового розрахунку

Діаграму виконуємо в прямокутній системі координат $P - S$, де по осі ординат відкладається тиск, а по осі абсцис — переміщення поршня. Для побудови використовуються розрахункові значення параметрів робочого циклу, що відповідають основним характерним точкам процесів стискання та розширення.

Таблиця 2.6 – Значення тисків у проміжних точках політропи стискання та розширення.

№ точки	Sx, мм	Політропа стиснення		Політропа розширення	
		Рсж, МПа	Рсж, мм	Ррас, МПа	Ррас, мм
1	7,74	7,038	87,97	11,260	140,75
2	25	1,396	17,45	3,764	47,05
3	35	0,877	10,97	2,472	30,90
4	60	0,417	5,21	1,260	15,75
5	80	0,280	3,51	0,880	10,99
6	100	0,206	2,58	0,665	8,32
7	120	0,160	2,00	0,530	6,62
8	127,74	0,147	1,84	0,490	6,13

Динамічний розрахунок двигуна

Для визначення міцності деталей кривошипно-шатунного механізму та оцінювання навантажень, що передаються на трансмісію машини, необхідно встановити величини й характер зміни сил і моментів, які діють у двигуні під час робочого циклу. Аналіз цих параметрів дозволяє обґрунтувати напружений стан основних елементів механізму, перевірити їх на міцність і забезпечити надійність роботи агрегату в експлуатаційних

умовах.

Розрахункові дані узагальнюємо та подаємо у вигляді таблиці 7, яка використовується для подальшого аналізу навантажень і побудови відповідних діаграм.

Таблиця 2.7 – Розрахункові дані сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

φ	$\Delta P_Г$, МПа	P_j, Мпа	$P_Σ$, МПа	$P_Г$, кН	P_j, кН	$P_Σ$, кН	N, кН	S, кН	K, кН	T, кН	M, Нм
0	0,055	-1,257	-1,201	0,624	14,20	-13,580	0,000	-13,58	-13,58	0,000	0,000
20	0,055	-1,134	-1,079	0,624	12,82	-12,199	-1,135	-12,24	-11,07	-5,233	-314,00
40	0,055	-0,804	-0,749	0,624	9,092	-8,468	-1,490	-8,595	-5,530	-6,580	-394,77
60	0,055	-0,361	-0,306	0,624	4,082	-3,458	-0,827	-3,555	-1,013	-3,406	-204,38
80	0,055	0,079	0,134	0,624	0,896	1,519	0,415	1,576	-0,144	1,568	94,087
100	0,055	0,423	0,478	0,624	4,780	5,404	1,475	5,604	-2,394	5,063	303,798
120	0,055	0,628	0,683	0,624	7,102	7,726	1,847	7,942	-5,462	5,771	346,278
140	0,055	0,712	0,767	0,624	8,043	8,667	1,525	8,797	-7,618	4,403	264,177
160	0,055	0,725	0,780	0,624	8,196	8,820	0,820	8,856	-8,565	2,249	134,953
180	0,055	0,722	0,777	0,624	8,164	8,788	0,000	8,788	-8,788	0,000	0,000
200	0,060	0,725	0,785	0,678	8,196	8,875	-0,825	8,910	-8,617	-2,263	-135,78
220	0,075	0,712	0,787	0,850	8,043	8,893	-1,565	9,027	-7,817	-4,518	-271,06
240	0,106	0,628	0,735	1,203	7,102	8,305	-1,985	8,537	-5,871	-6,204	-372,21
260	0,167	0,423	0,590	1,890	4,780	6,670	-1,821	6,917	-2,955	-6,250	-374,97
280	0,287	0,079	0,366	3,247	0,896	4,142	-1,131	4,295	-0,393	-4,275	-256,47
300	0,571	-0,361	0,210	6,457	4,082	2,375	-0,568	2,441	0,696	-2,339	-140,33
320	1,349	-0,804	0,544	15,247	9,092	6,155	-1,083	6,247	4,019	-4,782	-286,93
330	2,143	-0,990	1,153	24,227	11,19	13,031	-1,772	13,148	10,399	-8,053	-483,19
340	3,824	-1,13	2,690	43,226	-12,8	30,404	-2,828	30,525	27,606	-13,043	-782,58
350	5,462	-1,22	4,237	61,742	-13,8	47,891	-2,251	47,938	46,789	-10,536	-632,15
360	7,552	-1,25	6,295	85,368	-14,2	71,164	0,000	71,164	71,164	0,000	0,000
370	11,260	-1,22	10,035	127,283	-13,8	113,431	5,331	113,54	110,82	24,955	1497,29
380	9,231	-1,13	8,097	104,347	-12,8	91,524	8,512	91,890	83,104	39,264	2355,83
390	5,987	-0,99	4,997	67,677	-11,1	56,481	7,681	56,990	45,072	34,905	2094,32
400	3,723	-0,80	2,919	42,085	-9,09	32,993	5,807	33,488	21,544	25,635	1538,12
410	2,475	-0,59	1,885	27,977	-6,66	21,313	4,476	21,782	10,273	19,203	1152,16
420	1,823	-0,36	1,462	20,607	-4,08	16,525	3,949	16,988	4,842	16,277	976,625
440	1,000	0,079	1,079	11,304	0,896	12,200	3,330	12,651	-1,159	12,590	755,394
460	0,678	0,423	1,100	7,660	4,780	12,439	3,396	12,900	-5,511	11,656	699,340
480	0,513	0,628	1,141	5,797	7,102	12,899	3,083	13,260	-9,119	9,635	578,119

500	0,426	0,712	1,138	4,820	8,043	12,863	2,264	13,056	-11,30	6,535	392,07
520	0,383	0,725	1,108	4,332	8,196	12,528	1,165	12,578	-12,16	3,195	191,68
540	0,370	0,722	1,093	4,187	8,164	12,351	0,000	12,351	-12,35	0,000	0,000
560	0,338	0,725	1,063	3,816	8,196	12,013	-1,117	12,061	-11,66	-3,063	-183,79
580	0,305	0,712	1,016	3,445	8,043	11,489	-2,022	11,661	-10,09	-5,836	-350,17
600	0,272	0,628	0,900	3,075	7,102	10,177	-2,432	10,462	-7,195	-7,602	-456,11
620	0,239	0,423	0,662	2,704	4,780	7,484	-2,043	7,761	-3,315	-7,012	-420,73
640	0,206	0,079	0,286	2,333	0,896	3,229	-0,881	3,348	-0,307	-3,332	-199,91
660	0,174	-0,361	-0,188	1,962	4,082	-2,120	0,507	-2,179	-0,621	2,088	125,284
680	0,141	-0,804	-0,664	1,592	9,092	-7,500	1,320	-7,613	-4,898	5,828	349,668
700	0,108	-1,134	-1,026	1,221	12,82	-11,602	1,079	-11,64	-10,53	4,977	298,640
720	0,055	-1,257	-1,201	0,624	14,20	-13,580	0,000	-13,58	-13,58	0,000	0,000

У таблиці 2.7 наведено розрахункові значення сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі.

На основі отриманих результатів виконуються побудова індикаторної діаграми та графічне відображення сил, які діють на поршень упродовж робочого циклу. Побудовані залежності дозволяють проаналізувати характер навантажень, визначити максимальні значення зусиль і оцінити напружений стан основних елементів механізму, що є необхідним для перевірки їх міцності та надійності.

За потреби можу оформити цей фрагмент із прикладом графіків і поясненням порядку їх побудови для дипломної або магістерської роботи.

2.3 Розрахунок необхідної кількості балонів

Кількість балонів, які потрібно встановити на газобалонному автомобілі, визначається для умов мінімальної густини заправлюваного газу за максимальної розрахункової температури навколишнього середовища, що для центральних районів приймається рівною +30 °С. Такий підхід забезпечує працездатність системи за найменш сприятливих умов заправлення.

Відповідно до таблиці 2.8, об’єм газу в одному балоні при температурі $T = +30$ °С та максимальному тиску заправлення $p = 19{,}6$ МПа становить:

$$Q_1 = 11{,}59 + \frac{12{,}19-11{,}59}{200-190} \cdot 6 = 11{,}95 \text{ нм}^3$$

Залишковий об’єм газу в балоні при $T = +30 \circ C$ та мінімальному тиску $p = 19{,}6$ МПа

становить 0,53 нм³. Корисний запас газу в одному балоні:

$$Q_{1n} = 11{,}95 - 0{,}53 = 11{,}4 \text{ нм}^3$$

Необхідний запас газу для забезпечення пробігу 400 км за лінійної норми витрати газу для базового автомобіля КамАЗ-5320, згідно з таблицею 2.9, $Q_l = 22{,}5$нм³/100 км [16], визначається відповідним розрахунком:

$$Q = k \cdot Q \cdot \frac{400}{100} = 1{,}25 \cdot 22{,}5 \cdot 4 = 112{,}5 \text{ нм}^3 \quad (2.61)$$

де $k = 1{,}25$ – коефіцієнт запасу.

Потрібна кількість балонів:

$$n = \frac{Q}{Q_{1n}} = \frac{112{,}5}{11{,}4} = 9{,}8 \quad (2.62)$$

Приймаємо кількість балонів $n = 10$ шт.

Таблиця 2.8 – Визначення кількості СПГ (м³) в одному балоні об'ємом 50 л.

Тиск газу у балоні,	Температура довкілля, ºС							
	-30	-20	-10	0	+10	+20	+30	+40
1,0	0,59	0,59	0,58	0,57	0,57	0,57	0,56	0,56
2,0	1,19	1,16	1,14	1,14	1,13	1,11	1,1	1,08
3,0	1,83	1,74	1,74	1,73	1,69	1,67	1,65	1,61
4,0	2,45	2,37	2,34	2,31	2,26	2,21	2,19	2,17
5,0	3,25	3,09	3,02	2,98	2,88	2,85	2,79	0,76
6,0	4,09	3,79	3,7	3,61	3,57	3,49	3,45	3,31
7,0	5,04	4,65	4,47	4,36	4,21	4,11	4,06	3,93
8,0	6,49	5,75	5,37	5,24	4,92	4,8	4,69	4,59
9,0	7,67	6,76	6,29	5,96	5,67	5,53	5,33	5,21
10,0	8,81	7,73	7,28	6,8	6,53	6,29	5,99	5,85
11,0	9,86	8,63	8,01	7,57	7,28	7	6,67	6,51
12,0	10,95	9,42	8,99	8,49	8,04	7,83	7,36	7,18
13,0	12,08	10,2	9,89	9,33	8,82	8,37	8,06	7,87
14,0	12,54	11,15	10,81	10,18	9,63	9,13	8,79	8,58
15,0	13,2	11,94	11,4	10,91	10,31	9,78	9,42	9,19
16,0	13,83	12,54	12,16	11,47	11,15	10,43	10,17	9,8

17,0	13,87	13,32	12,73	11,85	11,53	10,94	10,67	10,41
18,0	14,33	13,68	13,28	12,54	12,04	11,58	11,29	11,02
19,0	14,66	14,22	13,61	12,88	12,54	12,07	11,63	11,22
20,0	14,97	14,33	13,85	13,03	12,7	12,54	12,23	11,67

Таблиця 2.9 – Лінійні норми витрати палива.

Модель базового автомобіля	Вид палива, одиниця витрати	
	СПГ, нм^3/100 км	Дизельне, л/100 км
Вантажні автомобілі		
КамАЗ-5320: дизельний режим газороздільний режим	- 28	26 5,2
КамАЗ-5321: дизельний режим газороздільний режим	- 28	26,5 5,2
Сідельні тягачі		
КамАЗ-5411: дизельний режим газороздільний режим	- 29	26 5,2
Самоскиди		
КамАЗ-5511: дизельний режим	-	35

2.4 Визначення величини та оптимального кута випередження подачі запальної дози дизельного палива

Під час переведення дизельних двигунів на газодизельний режим необхідно забезпечити збереження або покращення основних техніко-експлуатаційних характеристик силового агрегату. Для цього насамперед потрібно встановити раціональну величину запальної дози дизельного палива та оптимальний кут її випередження.

Дослідження, виконані для автомобільних двигунів, свідчать, що найбільш ефективною є запальна доза в межах 11…20 % від повної подачі рідкого палива в

дизельному режимі. Конкретне значення цієї величини залежить від конструктивних особливостей двигуна та режимів його роботи. На основі наведених досліджень була розроблена модифікація паливного насоса високого тиску (ТНВД), призначена для застосування в газодизельних двигунах [13].

ТНВД моделі 335 відрізняється наявністю три режимного регулятора частоти обертання колінчастого вала замість всережимного, а також можливістю встановлення на його кришці механізму обмеження запальної дози палива. Технічні характеристики даного насоса наведено в таблиці 4.3.

Відомо, що швидкість згоряння газоповітряної суміші та традиційного дизельного палива істотно відрізняється. У зв'язку з цим для забезпечення оптимальних умов згоряння необхідно визначити доцільний кут випередження подачі запальної дози дизельного палива. З цією метою було проаналізовано наявні літературні джерела з даної проблематики. На рисунку 2.1 подано результати дослідження впливу кута φ випередження подачі дизельного палива на основні параметри роботи газодизельного двигуна [13].

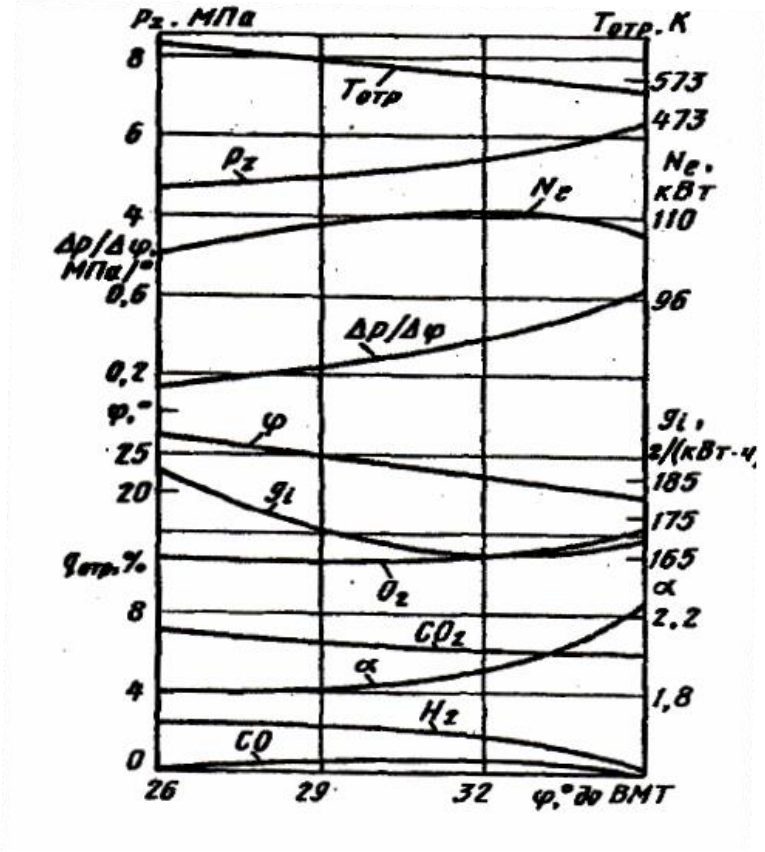


Рисунок 2.1 – Залежність параметрів дизельного двигуна від різних значень кута φ випередження подачі палива.

Таблиця 2.10 – Технічні характеристики паливного насоса високого тиску (ТНВД) моделі 335.

Найменування параметра	Значення
Число секцій	8
Діаметр плунжера, мм	8
Хід плунжера, мм	10
Дозування палива, що подається.	зміною моменту припинення нагнітання за постійного його початку
Порядок роботи секцій	8-4-5-7-3-6-2-1
Хід плунжера, що відповідає геометричному початку нагнітання палива,	4,8-4,9
Розвантажувальний об'єм нагнітального клапана, мм^3	50-53
Тиск, що відповідає початку відкриття нагнітальних клапанів, МПа	0,88-1,08
Середня циклова подача палива при номінальній частоті обертання кулачкового валу для роботи на дизельному паливі, мм^3	75,5-79
Середня запальна доза циклової подачі палива при номінальній частоті обертання кулачкового валу при роботі на СПГ, мм^3	9,0-13,0
Номінальна частота обертання кулачкового валу, об/хв під час роботи на: дизельне паливо природний газ	 1300 1280
Середня циклова подача палива за частоти обертання мінімального холостого ходу двигуна, мм^3	15-20
Середня номінальна частота обертання, що відповідає мінімальній частоті при роботі на холостому ході, об/хв	300
Номінальна частота обертання при максимальному обертовому моменті, про/хв	900
Муфта випередження упорскування	автоматична, відцентрова, прямої дії
Частота обертання кулачкового валу, що відповідає початку вимикання подачі, про/хв	1360-1380
Частота обертання кулачкового валу, що відповідає початку вимикання подачі, про/хв, не більше	1555
Маса, кг	28

Наведені результати свідчать, що стандартний кут випередження подачі палива $\varphi =$

$26\circ$ за кутом повороту колінчастого вала до ВМТ є явно недостатнім.

За таких умов займання відбувається значно після проходження ВМТ, уже на ділянці розширення (рисунок 4.1), унаслідок чого двигун не розвиває необхідної потужності, а витрата палива зростає. Аналіз показує, що найбільш раціональним з погляду як потужнісних і економічних показників, так і параметрів робочого процесу, є кут випередження $\varphi = 32\circ$.

2.5 Розрахунок циклової подачі газу

Під час роботи в дизельному режимі паливний насос високого тиску ТНВД-335 забезпечує максимальну середню циклову подачу рідкого палива

$g_{\text{цж}} = 79\,\text{мм}^3$ (таблиця 4.3). У газодизельному режимі максимальна величина запальної дози становить 13 мм^3.

Кількість теплоти, яку необхідно забезпечити протягом одного робочого циклу за рахунок згоряння газу при роботі в газодизельному режимі, визначається з умови збереження загального теплового балансу двигуна. Тобто теплова енергія, що надходить у циліндр унаслідок згоряння газового палива разом із запальною дозою дизельного палива, повинна відповідати енергії, яка виділяється під час роботи двигуна в традиційному дизельному режимі.

$$\Delta Q = (73 - 13) \cdot 10^{-6} \cdot q_{\text{нт}} = 66 \cdot 10^{-6} \cdot 34 \cdot 10^{6} = 2244\ \text{Дж} \qquad (2.63)$$

де $q_{\text{нт}} = 34 \cdot 10^{6}$ Дж/м^3 — нижча теплота згоряння дизельного палива [11, 14, 20].

Циклова подача газу:

$$q_{\text{цг}} = \frac{\Delta Q}{q_{\text{нг}}} \qquad (2.64)$$

де $q_{\text{нг}} = 33\,700\,\text{Дж/м}^3$ — нижча теплота згоряння природного газу [11, 14, 20].

Об’єм газу, що подається в восьмициліндровий чотиритактний двигун за одну годину:

$$Q_{\text{г}} = 2q_{\text{цг}} \cdot \frac{2600}{2} \cdot 60 = 10920\,\frac{\text{л}}{\text{год}} = 10{,}92\ \text{нм}^3/\text{год} \qquad (2.65)$$

За середньої розрахункової швидкості руху вантажного автомобіля, що дорівнює 50 км/год [13, 20], витрата газу на 100 км визначається відповідним перерахунком:

$$Q_{100} = 10{,}92 \cdot \frac{100}{50} = 21{,}84\,\frac{\text{нм}^3}{100\,\text{км}}$$

що відповідає встановленим лінійним нормативам (таблиця 2.9).

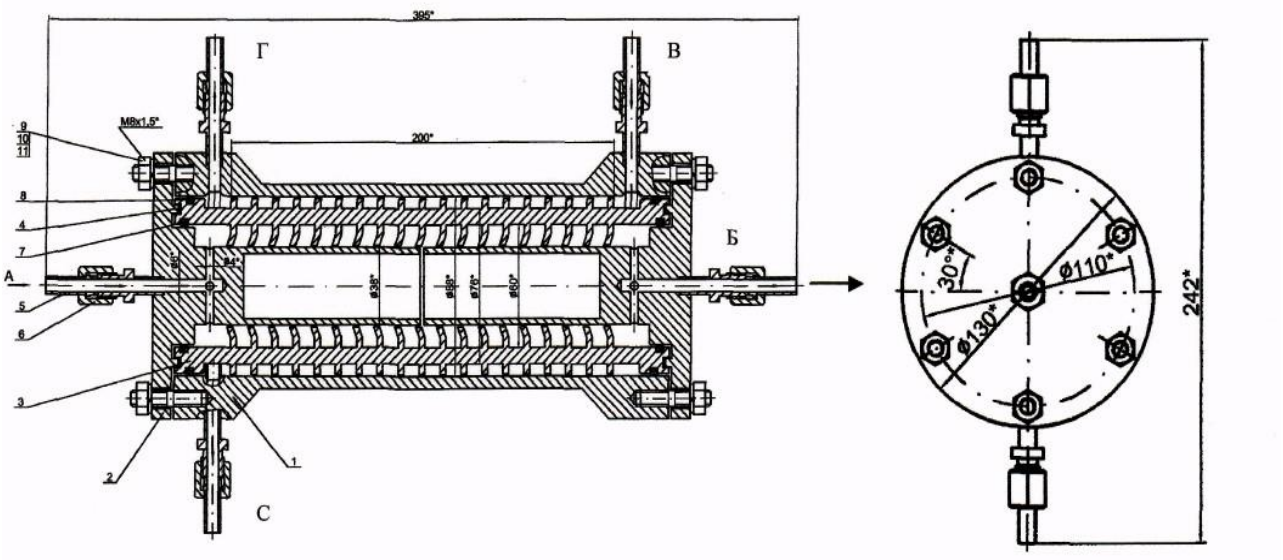
2.6 Розрахунок підігрівача

Під час роботи двигуна в газодизельному режимі тиск газу знижується з 20 МПа до атмосферного, що супроводжується інтенсивним охолодженням. Унаслідок цього волога та вуглекислий газ, які містяться в газі в незначних кількостях, можуть кристалізуватися й утворювати льодові пробки в трубопроводах та елементах паливної системи. Для запобігання цьому перед процесом редукування необхідно здійснювати підігрів газу. У запропонованій схемі (див. рис. 2.2) нагрівання газу відбувається за рахунок теплоти охолоджувальної рідини двигуна.

Підігрівач складається з корпусу 1, фланців 2, теплообмінного елемента 3, а також ніпельних з'єднань, що включають ніпелі 5, гайки 6 та штуцери, вварені в корпус і фланці. Герметизація роз'ємних з'єднань забезпечується прокладками 4 з фторопласту та гумовими кільцями 7 і 8.

У процесі циркуляції охолоджувальної рідини всередині корпусу відбувається нагрівання газу, який надходить у підігрівач через вхідний ніпель А, проходить крізь теплообмінний елемент 3 і через вихідний ніпель Б подається в трубопровід, що з'єднує підігрівач із входом редуктора високого тиску. Теплообмінний елемент 3 оснащений додатковим оребренням, яке збільшує площу теплопередачі та підвищує інтенсивність теплообмінних процесів. Ніпель С призначений для зливу води з підігрівача в зимовий період у разі використання води в системі охолодження замість антифризу.

На рисунку 2.2 наведено принципову схему розробленої конструкції підігрівача.



1 – корпус; 2 – фланець; 3 – теплообмінник; 4 – прокладка; 5 – ніпель; 6 – гайка; 7, 8 – ущільнювальні кільця; 9 – гайка; 10 – шайба; 11 – шпилька;

А – підвід газу; Б – відвід газу; В – підвід охолоджувальної рідини до підігрівача; Г –

відвід охолоджувальної рідини; С – злив охолоджувальної рідини.

Рисунок 2.2 – Підігрівач газу

Основні конструктивні розміри підігрівача визначаються з умови, щоб у всьому діапазоні зміни температури навколишнього середовища газ після редукування, навіть за максимального режиму споживання, мав температуру, вищу за температуру випадання вологи, що міститься в газі. Це забезпечує запобігання обмерзанню та утворенню кристалів у трубопроводах і елементах паливної системи:

$$Q_{max} = 1{,}8 \cdot 10{,}92 = 19{,}66 \text{ нм}^3/\text{год}$$

Приймаємо як вихідні дані $Q_{max} = 20 \text{нм}^3/\text{год}$.

Максимальна секундова масова витрата газу через підігрівач:

$$G_{\text{г}\,max} = \frac{Q_{max} \cdot \rho}{3600} = \frac{20 \cdot 0{,}717}{3600} = 0{,}004 \text{ кг/с} \quad (2.66)$$

де $\rho = 0{,}717 \text{ кг/нм}^3$ — густина природного газу за нормальних умов.

Мінімальна площа прохідного перерізу підігрівача для газу:

$$G_{\text{г}\,max} = \mu \cdot f_{\text{г}} \cdot \text{p}_1 \cdot \sqrt{\frac{2k}{RT_1(k-1)} \cdot \left[\left(\frac{\text{p}_2+0{,}1}{\text{p}_1+0{,}1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\text{p}_2+0{,}1}{\text{p}_1+0{,}1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad (2.67)$$

Звідки:

$$f_{\text{г}} = \frac{G_{\text{г}\,max}}{\mu \cdot \text{p}_1 \cdot \sqrt{\frac{2k}{RT_1(k-1)} \cdot \left[\left(\frac{\text{p}_2+0{,}1}{\text{p}_1+0{,}1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\text{p}_2+0{,}1}{\text{p}_1+0{,}1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}} \quad (2.68)$$

де μ — коефіцієнт витрати прохідного перерізу підігрівача;

$f_{\text{г}}$ — площа прохідного перерізу для газу, м²;

p_1, p_2— надлишковий тиск газу відповідно на вході та виході підігрівача, МПа;

k — показник адіабати для природного газу;

R — газова стала для природного газу, Дж/(кг·К);

T_1 — температура газу на вході до підігрівача, К.

Найбільше значення площі прохідного перерізу $f_{\text{г}}$ необхідне для забезпечення заданої витрати за мінімальних значень тиску p_1, мінімального значення виразу в квадратних дужках рівняння та за максимальної температури газу T_1 на вході.

Для природного газу приймаємо: $R = 518{,}27$ Дж/(кг·К) $k = 1{,}31$. Розрахункова максимальна температура для центрального регіону становить $\text{T}_1 = 303$ К (+30∘С). Автоматичне припинення подачі газу відбувається при зниженні тиску в балонах до 0,6 МПа, тому приймаємо: $\text{p}_1 = 0{,}6$ МПа, $\text{p}_2 = 0{,}58$ МПа, $\mu = 0{,}6$.

Тоді:

$$f_г = \frac{0{,}004}{0{,}6 \cdot 0{,}6 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1{,}31}{518{,}27 \cdot 303(1{,}31-1)} \cdot [(\frac{0{,}58+0{,}1}{0{,}6+0{,}1})^{\frac{2}{1{,}31}} - (\frac{0{,}58+0{,}1}{0{,}6+0{,}1})^{\frac{1{,}31+1}{1{,}31}}]}}$$

$$= 0{,}00002 \text{ м}^2$$

Мінімальний діаметр отвору для проходження газу:

$$d_г = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20}{3{,}14}} = 5{,}1 \text{ мм} \qquad (2.69)$$

З конструктивних міркувань приймаємо $d_г = 6$ мм— відповідно до найближчого більшого внутрішнього діаметра підвідних штуцерів і трубопроводів [4].

За умови вмісту вологи в природному газі не більше 9 мг/м³, згідно з ГОСТ 27577–87, точка роси становить –30 °С (243 К) за тиску 20,0 МПа та –72 °С за атмосферного тиску. Тому при мінімальній розрахунковій температурі для центрального регіону, що дорівнює –30 °С, балони заправляють до тиску не більше 16,0 МПа. При цьому під час дроселювання природного газу в редукторі високого тиску температура газу на виході з редуктора за тиску 1,0 МПа не повинна бути нижчою за –65 °С (208 К).

Отже, необхідна початкова температура газу на вході до редуктора (на виході з підігрівача) визначається через співвідношення параметрів газу в процесі дроселювання за умови сталої ентальпії (див. рисунок 4.3, крива K–L) [11, 14].

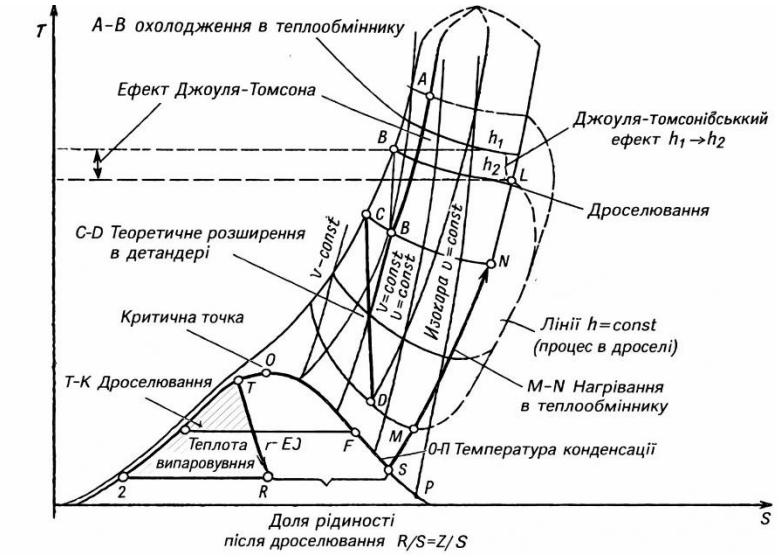


Рисунок 2.3 – Термодинамічні процеси в діаграмі S–T.

За табличними даними термодинамічних властивостей природного газу при тиску 1,0 МПа та температурі 208 К ентальпія газу становить і = 984427,37 Дж/кг · К[14]. За тиску 16,0 МПа цьому значенню ентальпії відповідає температура 282,3 К.

Отже, за температури навколишнього повітря –30 °С (243 К) перед подачею газу в редуктор його необхідно попередньо нагріти в підігрівачі до температури $\mathrm{T_{г\,вх}} = 282{,}3$ К. У такому разі перепад температур газу між входом і виходом підігрівача:

$$\Delta \mathrm{T_{г\,вх}} = 282{,}3 - 243 = 39{,}3 \text{ К}$$

Кількість теплоти, яку необхідно передати газу в підігрівачі [11]:

$$\Delta Q_{\mathrm{г\,п}} = G_{\mathrm{г}\,max} \cdot \mathrm{c_{р\,г}} \cdot \mathrm{T_{г}}_{n} = 0{,}004 \cdot 2180 \cdot 39{,}3 = 350 \text{ Вт} \qquad (2.70)$$

де $\mathrm{c_{р\,г}} = 2180$ Дж/кг · К — теплоємність природного газу за сталого тиску.

Конструктивні розміри підігрівача визначаємо методом підбору з умови досягнення оптимальних геометричних (габаритних) параметрів апарата з використанням рівняння теплопередачі [11, 14]:

$$Q = \Delta Q_{\mathrm{г\,п}} = \frac{\pi \cdot l \cdot \Delta t_{ср}}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1 \cdot \frac{F_{p_1}}{F_0}} + \frac{1}{2\lambda} ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2 \cdot \frac{F_{p_2}}{F_0}}} = k_n \cdot \pi \cdot l \cdot \Delta t_{ср} \qquad (2.71)$$

де l — довжина теплообмінної поверхні підігрівача, м;

$\Delta t_{ср}$ — середньологарифмічний температурний напір у підігрівачі, К;

α_1 — коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої теплообмінної поверхні підігрівача до газу, Вт/(м²·К);

α_2 — коефіцієнт тепловіддачі від охолоджувальної рідини до зовнішньої теплообмінної поверхні підігрівача, Вт/(м²·К);

d_1, d_2 — відповідно внутрішній і зовнішній діаметри циліндричної теплообмінної поверхні підігрівача, м;

F_{p_1}, F_{p_2} — площі внутрішньої та зовнішньої оребрених теплообмінних поверхонь підігрівача, що контактують відповідно з газом і рідиною, м²;

F_0 — площа циліндричної теплообмінної поверхні підігрівача, м²;

λ — коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·К);

k_n — коефіцієнт теплопередачі.

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1 \cdot \frac{F_{p_1}}{F_0}} + \frac{1}{2\lambda} ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2 \cdot \frac{F_{p_2}}{F_0}}} \qquad (2.72)$$

Найбільш ефективними є теплообмінні апарати з протитечією теплоносія та нагріваного середовища [11, 14]. Як матеріал теплообмінної поверхні приймаємо ливарну латунь ЛМцС38-2-2, для якої коефіцієнт теплопровідності становить $\lambda = 102$ Вт/м · К.

Для конструкції теплообмінника задаємо такі параметри оребрення: висота

внутрішніх ребер $h_1 = 10$ мм, висота зовнішніх ребер $h_2 = 5$ мм, крок між ребрами $s = 4$ мм, ширина ребер $b = 2$ мм. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо рівними: від стінки до газу $\alpha_1 = 40\ \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, від охолоджувальної рідини до стінки $\alpha_2 = 240\ \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ [11, 14].

Температуру води на вході до підігрівача (що відповідає температурі газу на виході з підігрівача) приймаємо$\text{Т}_{\text{ж вх}} = 55℃$, а температуру води на виході з підігрівача (що відповідає температурі газу на вході до підігрівача) —$\text{Т}_{\text{ж вих}} = 53℃$.

3 ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1 Організаційно-технічні заходи, спрямовані на поліпшення умов праці

Застосування причинно-факторного методу дає змогу всебічно проаналізувати умови праці та обґрунтувати комплекс організаційно-технічних заходів.

Для забезпечення безпеки праці доцільно впровадити такі організаційні заходи:

– щорічно здійснювати в кадровій службі контроль за призначенням посадових осіб і керівників, відповідальних за стан та організацію роботи з охорони праці;

– упорядкувати систему контролю й обліку дотримання правил прийому на роботу та укладання трудових договорів, визначивши основні завдання й функції відповідної служби;

– забезпечити контроль за проведенням попередніх і періодичних медичних оглядів працівників за їх заявами відповідно до медичних рекомендацій із збереженням за ними робочих місць і середнього заробітку на час проходження оглядів, а також організувати страхування працівників від нещасних випадків і професійних захворювань за рахунок підприємства;

– не допускати працівників до виконання трудових обов’язків без проходження обов’язкового медичного огляду або за наявності медичних протипоказань;

– розробити систему навчання безпечним методам і прийомам виконання робіт, інструктажів з охорони праці, стажування на робочих місцях і перевірки знань вимог охорони праці [17];

– проводити атестацію робочих місць за умовами праці;

– здійснювати постійний контроль параметрів мікроклімату.

3.2 Розрахунок вентиляції кабіни автомобіля КамАЗ

Системи вентиляції, опалення та кондиціонування повітря повинні забезпечувати формування рівномірних повітряних потоків і можливість регулювання кількості та напрямку подавання повітря в кабіну з метою підтримання нормативних параметрів мікроклімату. Крім того, зазначені системи мають запобігати запотіванню та обмерзанню скла кабіни.

Концентрації шкідливих речовин у повітрі кабіни не повинні перевищувати гранично допустимих значень, установлених у відповідних переліках нормативів для повітря робочої зони.

Визначаємо необхідний повітрообмін для підтримання допустимої концентрації шкідливих речовин за розрахунковою формулою [22]:

$$L = G_{T1}/(g_{\text{доп}} - g) \quad (3.1)$$

де L — об'єм забрудненого повітря, який необхідно видаляти за одиницю часу, м³/год;

G — кількість шкідливих газів, що виділяються за одиницю часу, мг/год;

$g_{\text{доп}}$ — гранично допустима концентрація шкідливих речовин, мг/м³;

g — концентрація шкідливих речовин, що надходять у кабіну, мг/м³.

Для дизельного двигуна внутрішнього згоряння:

$$G_T = (9 + 12V_{\text{ц}}) \cdot \frac{P_0 t}{6} \cdot 10^3 \quad (3.2)$$

де G_T — кількість шкідливих речовин, що виділяються під час роботи двигуна;

P_0 — об'ємна частка шкідливих газів у відпрацьованих газах (для карбюраторного двигуна 2…6 %);

t — час роботи двигуна.

$$G_{T1} = (9 + 12 \cdot 2) \cdot \frac{4 \cdot 60}{6} \cdot 10^3 = 13200 \text{ мг/год}$$

Кількість шкідливих речовин, що потрапляють у кабіну через нещільності, становить 1…5 % від загального обсягу викидів.

$G_{T1} = 13200 \cdot 0{,}02 = 264$ мг/год

$L = \frac{264}{20} = 13{,}2$ м³/год

Визначаємо продуктивність вентилятора [22]:

$$L_{\text{в}} = \text{к}_{\text{в}} L \quad (3.3)$$

де $k_{\text{в}}$ — коефіцієнт запасу (у межах 1…2).

$$L = 1{,}5 \cdot 13{,}2 = 20 \text{ м}^3\text{/год}$$

Визначаємо коефіцієнт кратності повітрообміну K:

$$K = L_{\text{в}}/V \quad (3.4)$$

де V — об'єм кабіни, м³.

$$K = \frac{20}{4} = 5$$

3.3 Правила безпеки під час технічного обслуговування та ремонту газобалонних автомобілів

1. Під час проведення планових технічних обслуговувань (ТО-1 і ТО-2) автомобіль, що працює на газі, спочатку подається на пост перевірки герметичності газового обладнання, а за відсутності несправностей — направляється на мийку.

2. Після мийки автомобіль скеровується на пост вироблення газу, який являє собою відкритий майданчик або площадку під навісом. Тут закриваються витратні вентилі на балонах, газ із системи повністю виробляється (до зупинки двигуна), після чого перекривається магістральний вентиль і робота двигуна переводиться на дизельне паливо. Далі автомобіль направляється в ізольоване приміщення (зону ТО і ТР) для виконання контрольно-регулювальних робіт із газовою системою живлення.

3. У приміщеннях об’ємом менше 31 000 м³, крім загальнообмінної припливно-витяжної вентиляції у звичайному виконанні, повинні бути передбачені природна витяжка та аварійна витяжна вентиляція у вибухобезпечному виконанні для категорії сумішей групи ПЛТ-1. При цьому продуктивність аварійної вентиляції має бути не нижчою за загальнообмінну.

4. Ремонтні канави в усіх приміщеннях повинні обладнуватися лише припливною вентиляцією [4].

5. Приміщення постів ТО і ТР газової апаратури об’ємом менше 31 000 м³ рекомендується оснащувати постійно діючими газоаналізаторами, що керують роботою систем вентиляції та електропостачання. За досягнення в приміщенні концентрації газоповітряної суміші на рівні 20 % від нижньої межі вибуховості (1 % об’єму) газоаналізатори повинні забезпечувати:

а) автоматичне вмикання загальнообмінної припливної та витяжної вентиляції;

б) подачу світлової та звукової сигналізації в приміщенні з постійною присутністю чергового персоналу;

в) відключення всіх інших споживачів електроенергії, за винятком аварійного освітлення.

6. Після виконання регламентних робіт з ТО і ТР газової апаратури автомобілі направляються в зону ТО і ТР базових автомобілів, а після завершення цих робіт — безпосередньо на стоянку. При цьому в’їзд, виїзд і переміщення газобалонних автомобілів на загальних постах або лініях допускаються лише на бензині або дизельному паливі.

4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

У дипломній роботі запропоновано модернізацію системи живлення двигуна КАМАЗ-740.30-260, адаптованої до роботи за газодизельним циклом.

Як відомо, вартість природного газу є істотно нижчою порівняно з вартістю бензину, що робить застосування газодизельної технології економічно доцільним. Запропоноване технічне рішення спрямоване на зменшення експлуатаційних витрат і підвищення паливної ефективності двигуна без погіршення його основних технічних характеристик.

Необхідні деталі, вузли та механізми для реалізації модернізації наведені в таблиці 4.1, де подано перелік готових комплектуючих та їхню вартість.

Таблиця 4.1 – Витрати на придбання готових деталей.

Найменування деталі	Ціна, грн.	Кількість	Разом
1	2	3	4
1. Електронний блок керування	22650	1	22650
2. Електронний дозатор з крокови м електродвигуном	13620	1	13620
3. Датчик абсолютного тиску у впускній трубі	2500	1	2500
4. Редуктор – випарник	5380	1	5380
5. Блок – розподільник газу	2300	1	2300
6. Електромагнітна форсунка	1500	8	12000
7. Датчики: - - положення колінчастого валу - - Положення распред. вала - - Положення педалі	 631 756 445	 1 1 1	 631 756 445
8. Магістральний вентиль	325	1	325
9. Трубопровід	375	1	375
10. Вузол заправний	432,5	1	432,5
11. Механізм установки запальної дози	786	1	786
12. Манометр	197	2	394
13. Балон газовий	4938	3	14814

14. Вартість обладнання	-	-	77409
15. Витрати на переобладнання (40% вартості устаткування)	-	-	30964
16. Усього витрат	-	-	108373

Оплату праці за видами робіт визначаємо за розрахунковою формулою:

$$ЗП_{пі} = С_{гі} \cdot Т_{рі} \quad (4.1)$$

де $С_{гі}$ — погодинна тарифна ставка працівника, грн/год;

$Т_{рі}$ — тривалість роботи працівника, год.

Заробітна плата з нарахуваннями визначається за відповідним розрахунковим виразом:

$$ЗП_{поі} = ЗП_{пі} + ЗП_{пі}К_{отп} + ЗП_{пі}К_{от} \quad (4.2)$$

де $К_{отп}$ — відрахування на оплату відпусток від основної заробітної плати;

$К_{от}$ — сума відрахувань на різні соціальні потреби, яку приймаємо у розмірі 34 % від основної заробітної плати.

Для токарних робіт:

$$З_{п_1} = 100 \cdot 5{,}5 = 550 \text{ грн}$$

$$З_{по_1} = 550 + 550 \cdot \frac{8{,}42}{100} + 550 \cdot \frac{34}{100} = 783 \text{ грн}$$

Для зварювальних робіт:

$$З_{п_2} = 120 \cdot 1{,}0 = 120 \text{ грн}$$

$$З_{по_2} = 120 + 120 \cdot \frac{8{,}42}{100} + 120 \cdot \frac{34}{100} = 170 \text{ грн}$$

Для свердлильних робіт:

$$З_{п_3} = 100 \cdot 3{,}0 = 300 \text{ грн}$$

$$З_{по_3} = 300 + 300\frac{8{,}42}{100} + 300 \cdot \frac{34}{100} = 427 \text{ грн}$$

Сумарна заробітна плата з нарахуваннями:

$$З_{по} = З_{по_1} + З_{по_2} + З_{по_3} \quad (4.3)$$

$$З_{по} = 783 + 170 + 427 = 1380 \text{ грн}$$

Витрати на електроенергію визначаються розрахунковим шляхом:

$$З_{ел} = Р_{ел} \cdot С_{ел} \quad (4.4)$$

де $Р_{ел}$ — фактичне споживання електроенергії, кВт·год;

$С_{ел}$ — вартість одного кіловат-години, грн.

$$З_{ел} = 30 \cdot 7 = 210 \text{ грн}$$

Накладні витрати визначаємо за розрахунковою формулою:

$$З_{нак} = З_{по} \frac{К_{нв}}{100} \quad (4.5)$$

де $К_{нв}$ — коефіцієнт (норма) відрахувань на накладні витрати.

$$З_{нак} = 1380 \frac{40}{100} = 552 \text{ грн}$$

$$К_{в} = 108373 + 1380 + 210 + 552 = 110515 \text{ грн}$$

Середньорічний пробіг автомобіля КАМАЗ становить 40 000 км. Середня витрата дизельного палива базовим автомобілем на 100 км складає 27,9 л, тоді як при використанні газодизельного процесу витрата становить: дизельного палива — 5,6 л, природного газу — 33 л.

На підставі наведених даних виконано порівняльний розрахунок середньорічної витрати палива для базового та модернізованого автомобілів за відповідною розрахунковою формулою.

$$Q_{s.ср} = \frac{q_s S}{100} k \quad (4.6)$$

де S — середньорічний пробіг автомобіля, км;

q — витрата палива в перерахунку на 100 км;

k — коефіцієнт втрат, який приймаємо рівним $k = 1{,}075$.

Середньорічна витрата палива базовим автомобілем визначається за розрахунковою формулою:

$$Q_{б.ср} = \frac{27{,}9 \cdot 40000}{100} \cdot 1{,}075 = 11997 \text{ л/100 км}$$

Середньорічна витрата дизельного палива проєктованого автомобіля визначається розрахунковим шляхом:

$$Q_{п.ср} = \frac{5{,}6 \cdot 40000}{100} \cdot 1{,}075 = 2408 \text{ л/100км}$$

Середньорічна витрата газу проєктованого автомобіля визначається розрахунковим шляхом:

$$Q_{п.ср} = \frac{33 \cdot 40000}{100} \cdot 1{,}075 = 14190 \text{ л/100 км}$$

Визначаємо вартість витраченого палива за рік:

$$С_{б} = Q_{п.ср} Ц_{m} \quad (4.7)$$

де $Ц_{m}$ — вартість одного літра палива, грн.

$$С_{в.б} = 11997 \cdot 44 = 527868 \text{ грн}$$

$$С_{в.п} = 2408 \cdot 44 + 14190 \cdot 21 = 403942 \text{ грн}$$

Річний економічний ефект [21]:

$$Е = С_{в.б} - С_{в.п} \quad (4.8)$$

$$Е = 527868 - 403942 = 123926 \text{ грн}$$

Розраховуємо строк окупності додаткових капітальних вкладень:

$$Т_{ок} = \frac{К}{Е} \quad (4.9)$$

де $К$ — додаткові капітальні вкладення.

$$Т_{ок} = \frac{110515}{123926} = 0{,}9 \text{ років}$$

Отримані результати узагальнюємо та подаємо у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Техніко-економічні показники роботи

Найменування показників	Варіант		Різниця, +/-
	базовий	проектний	
Витрата палива, л/100 км. - - дизельне паливо - газ	27,9 -	5,6 33	- 22,3 +33
Додаткові капітальні вкладення, грн.	-	110515	-
Вартість річної витрати палива, грн.	527868	403942	123926
Економічний ефект, грн.	-	123926	-
Термін окупності додаткових капітальних вкладень, рік.	-	0,9	-

Результати розрахунків свідчать, що впровадження газодизельного процесу в систему живлення забезпечує відчутну річну економію палива, яка становить 123 926 грн, при строку окупності додаткових капітальних вкладень 0,9 року.

ВИСНОВОК

1. Перехід автомобілів на газове паливо дає змогу істотно зменшити викиди токсичних речовин у довкілля, скоротити експлуатаційні витрати на 15…25 % та підвищити моторесурс двигунів.

2. За результатами проведеного аналізу запропоновано роботу дизельного двигуна КамАЗ у газодизельному режимі із середньою запальною дозою дизельного палива до 13 мм³/цикл.

3. Розроблено схему системи живлення дизеля газодизельним паливом. Виконано розрахунок міцності конструкції кріплення балонів та перевірочні розрахунки деталей кривошипно-шатунного механізму.

4. Сформульовано правила з охорони праці під час експлуатації автомобіля та проаналізовано екологічні аспекти його роботи.

5. Упровадження газодизельної системи живлення забезпечує річний економічний ефект у розмірі 123 926 грн на один двигун за строку окупності 0,9 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Методичні вказівки для підготовки документації до дипломного проєктування для студентів денної та заочної форми навчання Інституту механізації та електрифікації сільського господарства напряму підготовки 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва», освітньо-кваліфікаційних рівнів: «бакалавр», «спеціаліст», «магістр» / А.В. Рудь, І.М. Бендера, В.І. Дуганець, Ю.І. Панцир, І.О. Мошенко, О.В. Думанський; за ред. А.В. Рудя. – Кам'янець-Подільський: ПДАТУ, 2014. – 127 с.

2. Дипломне проєктування з ремонту машин агропромислового комплексу / І.М. Бендера, А.М. Оленюк, П.П. Федірко та ін.; за ред. І.М. Бендери, А.М. Оленюка. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В., 2012. – 480 с.

3. Дзюба П.Я. Програмований посібник з будови автомобіля / П.Я. Дзюба. – К.: Урожай, 1985. – 576 с.

4. Лауш П.В. Технічне обслуговування та ремонт машин / П.В. Лауш. – К.: Вища школа, 1989. – 350 с.

5. Родичев В.А. Трактори і автомобілі: підручник [для студ. вищих навч. закл.] / В.А. Родичев, Г.І. Родичева. – М.: Вища школа, 1982. – 320 с.

6. Токаренко В.М. Практикум з будови, технічного обслуговування та ремонту автотранспорту / В.М. Токаренко. – К.: Урожай, 1989. – 350 с.

7. Тельнов Н.Ф. Ремонт машин: підручник [для студ. вищих навч. закл.] / Н.Ф. Тельнов. – М.: Агропромиздат, 1992. – 450 с.

8. Сєрий І.С. Курсове та дипломне проєктування з надійності та ремонту машин / І.С. Сєрий, А.П. Смєлов, В.Є. Черкун. – М.: Агропромиздат, 1991. – 210 с.

9. Деталізовані нормативи трудомісткості на ремонт тракторів, автомобілів та сільськогосподарських машин і їх складових частин [методичні рекомендації]. – М.: ГОСНІТІ, 1981. – 84 с.

10. Булей І.А. Проєктування ремонтних підприємств сільського господарства / І.А. Булей. – К.: Урожай, 1988. – 532 с.

11. Гречкосій В.Д. Довідник сільського інженера / В.Д. Гречкосій. – К.: Урожай, 1998. – 236 с.

12. Напольський Г.М. Технологічне проєктування автотранспортних підприємств і станцій технічного обслуговування: підручник [для студ. вищих навч. закл.] / Г.М. Напольський. – М.: Транспорт, 1985. – 231 с.

13. Бутенко В.Г. Ремонт машин в АПК України / В.Г. Бутенко. – Д.: ДГАУ, 1997. – 159 с.

14. Воловик Є.Д. Довідник з відновлення деталей / Є.Д. Воловик. – М.: Колос, 1981. – 320 с.

15. Гуревич Д.Ф. Ремонтні майстерні радгоспів і колгоспів / Д.Ф. Гуревич, А.А. Цирін. – Л.: Колос, 1981. – 335 с.

16. Іванов М.М. Деталі машин: підручник [для студ. вищих навч. закл.] / М.М. Іванов. – М.: Вища школа, 1991. – 326 с.

17. Кокарьов Ф.М. Охорона праці: підручник [для студ. вищих навч. закл.] / Ф.М. Кокарьов. – М.: Агропромиздат, 1988. – 316 с.

18. Лехман С.Д. Довідник з охорони праці в сільському господарстві / С.Д. Лехман. – К.: Урожай, 1990. – 286 с.

19. Конкін Ю.А. Практикум з економіки ремонту сільськогосподарської техніки: підручник [для студ. вищих навч. закл.] / Ю.А. Конкін. – М.: Агропромиздат, 1988. – 256 с.