

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТРАНСПОРТНОГО
ДВИГУНА ЗА РАХУНОК ІНТЕГРАЦІЇ АКУМУЛЯТОРІВ ТЕПЛА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Ю. Л. Мошенцев

Здобувач освіти



О. Д. Кінаш

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет	Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра	Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
	(шифр і назва)
Освітня програма	Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Кінашу Олегу Дмитровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Оптимізація системи охолодження транспортного двигуна за рахунок інтеграції акумуляторів тепла

2. Керівник роботи канд. тех. наук, професор Мошенцев Ю. Л.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 01 ” 10 2024 року № 1032-уч

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 110 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2400 хв⁻¹; ступінь стиснення – 17; температура навколишнього середовища – до –25 °С.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): *Опис та робота двигуна типу Д-245; Моделювання робочого циклу двигуна; Аналіз технічних систем, що полегшують запуск двигунів при низьких температурах оточуючого середовища; Розробка акумуляторів тепла для системи охолодження; Технологічний процес складання теплоакумуляторів фазового переходу; Економічне обґрунтування модернізації СО; Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища*

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний та повздовжній переріз двигуна; загальний вид двигуна з системою;
схема роботи ТАФП; ТАФП; деталі ТАФП.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/О. Д. Кінаш/

(прізвище та ініціали)

/Ю. Л. Мошенцев/

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведено результати оптимізації системи охолодження транспортного дизеля типу Д-245 шляхом інтеграції акумуляторів тепла фазового переходу (ТАФП). Робота присвячена вдосконаленню процесу передпускового підігріву двигуна при низьких температурах навколишнього середовища.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 84 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 15 джерел інформації. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: транспортний дизель, система охолодження, акумулятор тепла, фазовий перехід, передпусковий підігрів, енергоефективність.

The qualification project presents the results of the optimization of the cooling system of the D-245 transport diesel engine by integrating phase change thermal accumulators (PCTA). The study focuses on improving the pre-start thermal preparation of the engine under low ambient temperatures.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 84 pages of explanatory and calculation notes. A total of 15 information sources were used. The graphical part is presented on 5 A1-size drawings.

Keywords: transport diesel engine, cooling system, thermal accumulator, phase change material, pre-start heating, energy efficiency.

					КРМ.142.6221МЗ.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	5
Розділ 1. Опис та робота двигуна типу Д-245	6
1.1 Загальна характеристика та функціональне призначення двигуна ...	6
1.2 Технічна характеристика двигуна.....	7
1.3 Опис та робота двигуна і його основних систем	9
1.4 Висновок до розділу.....	18
Розділ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу Д-245.....	19
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна	19
2.2 Обґрунтування та вибір основних параметрів робочого циклу двигуна	20
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	22
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	31
2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	33
2.6 Розрахунок витрати води, масла та наддувного повітря	35
2.7 Висновок до розділу.....	37
Розділ 3. Аналіз технічних систем, що полегшують запуск дизельних двигунів при низьких температурах оточуючого середовища.....	38
3.1 Аналіз способів полегшення запуску дизелів	38
3.2 Аналіз існуючих систем передпускової підготовки двигунів	41
3.3 Висновок до розділу	48
Розділ 4. Розробка акумуляторів тепла для системи охолодження	49
4.1 Обґрунтування конструкторської розробки та теоретичний аналіз теплоакумуючих матеріалів	49
4.2 Устрій теплоакумулятора фазового переходу.....	52
4.3 Методика заряджання, зберігання теплової енергії в міжзмінний період та розряджання теплового акумулятора в період холодного пуску дизеля	54

4.4	Розрахунок параметрів системи охолодження з урахуванням модернізації	56
4.5	Висновок до розділу	60
Розділ 5. Економічне обґрунтування модернізації системи охолодження для двигуна типу Д-245.....		62
5.1	Обґрунтування доцільності модернізації системи охолодження	62
5.2	Висновок до розділу.....	64
Розділ 6. Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища.....		65
6.1	Охорона праці	75
6.2	Охорона навколишнього середовища	71
6.3	Висновок до розділу.....	75
Висновок.....		77
Список використаної літератури		79
Додатки.....		81

ВСТУП

Процес запуску двигуна та підготовки його до роботи загалом триває протягом 1...2 годин. Проблема запуску дизелів в зимовий період широко відома і досить глибоко вивчена. Нею займалися і займаються багато вітчизняних та закордонних вчених. Незважаючи на це, в теперішній час всі технічні засоби полегшення запуску дизеля далекі від досконалості і мають низку істотних недоліків. Проведений аналіз показав, що передпускова теплова підготовка дизелів перебуває на незадовільному рівні.

Пуск дизелів в умовах мінусових температур навколишнього середовища ускладнений через погіршення умов займання горючої суміші та сумішоутворення, а також через складність забезпечити пускову частоту обертання колінчатого валу. Зумовлено це зниженням температури масла, палива, повітряного заряду, акумуляторної батареї, деталей двигуна та особливостями його пускових властивостей залежно від конструкції камер згоряння. В роботі проведений аналіз індивідуальних та електричних систем передпускової теплової підготовки.

Теоретичні дослідження дозволили зробити висновки, що з усіх відомих теплових акумуляторів для цілей передпускового підігріву дизелів найбільше оптимальним є тепловий акумулятор фазового переходу. В теплових акумуляторів фазового переходу, призначених для прогрівання двигунів, відбуваються фазові переходи які протікають із поглинанням чи виділенням теплоти. З цією метою найкраще підходить фазовий перехід «плавлення-кристалізація».

					КРМ.142.6221мз.04.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

Опис та робота двигуна типу Д-245

1.1 Загальна характеристика та функціональне призначення двигуна

Двигун типу Д-245 випускається на Мінському моторному заводі (Білорусь). Агрегат добре себе зарекомендували, відрізняються простотою, надійністю та економічністю. Двигун та його модифікації представляють собою чотиритактний поршневий двигун внутрішнього згоряння із чотирма циліндрами, розташованими у вертикальному ряду. Він оснащений системою безпосереднього впорскування дизельного палива та функціонує за принципом запалення від стиснення.

Двигун Д-245 є базовим, на його основі було розроблено та випущено кілька модифікацій: двигун Д-245.7, Д-245.9, Д-245.30 і Д-245.35. При встановленні силових агрегатів на автобуси, вантажівки ЗІЛ та іншу техніку система охолодження двигуна Д-245.7 і Д-245.9 укомплектовується охолоджувачем надувного повітря. Крім цього, встановлюються водяний та масляний радіатори, очисники повітря, електричні та контрольні прилади.

Призначення, сфера застосування та умови експлуатації дизелів представлені в табл. 1.1.

					КРМ.142.6221мз.04.01.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1. Призначення, сфера застосування і умови експлуатації двигунів типу Д-245

Найменування	Двигун			
	Д-245.7 ЕЗ	Д-245.9 ЕЗ	Д-245.30 ЕЗ	Д-245.35 ЕЗ
Призначення	Автобуси загального призначення повною вагою до 8 т; вантажні автомобілі, призначені для перевезення різних вантажів, повною вагою до 8 т	Поодинокі вантажні автомобілі, самоскиди, автобуси з колісною формулою 4×2 та 4×4 повною масою до 12 т	Поодинокі вантажні автомобілі, самоскиди, автобуси з колісною формулою 4×2 та 4×4 повною масою до 12 т та автопоїзди на їх базі повною масою до 18 т	Поодинокі вантажні автомобілі та автобуси масою до 13 т та автопоїзди масою до 18 т
Область застосування	Місця з необмеженим повітрообміном			
Кліматичні умови застосування	Макрокліматичні райони з помірним кліматом. Значення температури повітря при експлуатації від +45 °С до –45 °С. Макрокліматичні райони як із сухим, так і вологим тропічним кліматом. Значення температури повітря при експлуатації від +50°С до –10 °С.			

1.2 Технічна характеристика двигуна

Основні компоненти дизельного двигуна включають блок циліндрів, головку циліндрів, поршні, шатуни, колінчастий вал та маховик.

Для досягнення високих техніко-економічних характеристик у системі впуску використовується турбокомпресор моделі C15 від компанії «Турбо» (Чехія), оснащений проміжним охолодженням стисненого повітря.

Застосування системи наддуву з регульованим тиском сприяє покращенню динамічних властивостей двигуна, зокрема забезпечує підвищений крутний момент навіть при низьких обертах колінчастого вала.

Двигуни оснащені паливною системою Common Rail з паливним насосом високого тиску типу CP3.3 («BOSCH», Німеччина) та електронним блоком керування EDC7UC31 («BOSCH», Німеччина), що, в сукупності з оптимізацією робочого процесу та мінімізацією перехідних процесів при зміні швидкісного та навантажувального режимів, дозволяє підвищити експлуата-

ційну паливну економічність та забезпечити екологічні показники, що відповідають рівню Євро-3,

Для надійного запуску двигуна за умов низьких температур навколишнього середовища в головці циліндрів дизеля встановлено свічки розжарювання. Рідинно-масляний теплообмінник, який використовується у конструкції двигуна, сприяє швидкому досягненню оптимальної температури масла в системі мащення та підтримує її на необхідному рівні під час роботи двигуна. На двигунах застосовуються форсунки CRIN2 («BOSCH», Німеччина) та фільтр грубого очищення палива Preline PL 270 («MANN-HUMMEL GmbH», Німеччина).

Технічна характеристика двигуна типу Д-245 представлена в табл. 1.2.

Таблиця 1.2. Технічна характеристика двигуна типу Д-245.30 ЕЗ

Найменування параметрів	Одиниці виміру	Значення
Число циліндрів	шт.	4
Розташування циліндрів		Вертикальне, рядне
Сумарний об'єм циліндрів	л	4,750
Порядок впишок		1-3-4-2
Напрям обертання колінчатого валу за ГОСТ 22836 (зі сторони вентилятора)		Праве (за годинниковою стрілкою)
Діаметр циліндра	мм	110
Хід поршня	мм	125
Ступінь стиску (розрахункова)		17
Номінальна потужність	кВт	110
Частота обертання колінчатого валу	хв ⁻¹	2400
Крутний момент (максимальний)	Н·м	575
Частота обертання колінчатого валу при максимальному крутному моменті	хв ⁻¹	1500
Частота обертання холостого ходу	хв ⁻¹	800 ± 50
Питома витрата палива	гр/(кВт·год)	230,0 ^{+11,5}
Питома витрата масла на угар, не більше	гр/(кВт·год)	0,3
Тиск масла в системі змазки двигуна, прогрітого до температури охолоджуючої рідини від 85 °С до 95 °С; - при номінальній частоті обертання колінчатого валу - при частоті обертання холостого ходу, не менше	МПа	0,25...0,35 0,08
Маса дизеля, не заправленого паливно-	кг	545

1.3 Опис та робота двигуна і його основних систем

Основні складові частини дизельного двигуна включають блок циліндрів, головку циліндрів, поршні, шатуни, колінчастий вал і маховик..

Блок циліндрів є головним корпусним елементом дизельного двигуна, виконаним у вигляді міцного чавунного лиття. У вертикальних отворах блоку розміщено чотири знімні гільзи, виготовлені зі спеціального чавуну.

Гільза встановлюється в блок циліндрів за допомогою двох центруючих поясів: верхнього та нижнього. У верхньому поясі гільза фіксується за допомогою бурта, а в нижньому забезпечується герметичність завдяки двом гумовим кільцям, розташованим у спеціальних канавках блоку циліндрів.

Між стінками блоку циліндрів і гільзами циркулює охолоджувальна рідина.

У нижній частині торцевих стінок і поперечних перегородок блоку циліндрів розташовані припливи, які виконують функцію опор для колінчастого вала. До цих припливів кріпляться кришки, які разом із припливами формують ліжка для корінних підшипників. Ліжка для вкладишів корінних підшипників обробляються одночасно з установленими кришками, що забезпечує їх точну посадку, тому заміна кришок місцями не допускається.

У блоці циліндрів передбачений поздовжній масляний канал, який забезпечує подачу масла через поперечні канали до корінних підшипників колінчастого вала та підшипників розподільного вала.

У конструкції блоку циліндрів дизельного двигуна передбачено п'ять підшипників для розподільного вала.

У верхній частині другої та четвертої опор колінчастого вала розміщені форсунки, призначені для охолодження поршнів за допомогою спрямованих струменів масла.

На зовнішніх поверхнях блоку циліндрів передбачені оброблені привалювальні площини, які використовуються для встановлення масляного фільтра, водяного насоса, а також фільтрів грубої та тонкої очистки палива.

Головка циліндрів виготовлена у вигляді чавунного лиття, всередині якого розташовані впускні та випускні канали, що закриваються клапанами. Впускні канали мають гвинтовий профіль для поліпшення наповнення циліндрів. Для ефективного охолодження в головці передбачені внутрішні порожнини, через які циркулює охолоджувальна рідина.

Клапанні сідла головки виготовлені зі спеціального жароміцного і зносостійкого сплаву. Зверху на головці встановлюються стійки, вісь коромисел з коромислами, кришка головки, впускний колектор і ковпак, який закриває клапанний механізм.

З лівого боку головки (з боку паливного насоса) розташовані чотири форсунки і чотири свічки розжарювання, а з правого боку до головки кріпиться випускний колектор. Для герметизації стику між головкою і блоком циліндрів використовується прокладка з безазбестового полотна, армованого перфорованим сталевим листом. Отвори для гільз у прокладці окантовані листовою сталлю, а на заводі при складанні додатково ущільнюються фторопластовими кільцями.

До основних деталей кривошипно-шатунного механізму належать: колінчастий вал, поршні з поршневими кільцями та пальцями, шатуни, корінні і шатунні підшипники, а також маховик.

Колінчастий вал виготовлений зі сталі та має п'ять корінних і чотири шатунні шийки.

Осьове навантаження колінчастого валу сприймається чотирма біметалевими півкільцями або півкільцями з алюмінієвого сплаву, які встановлені в спеціальних розточках блоку циліндрів і кришки п'ятого корінного підшипника.

Для зменшення навантажень на корінні підшипники, які виникають через сили інерції, на першій, четвертій, п'ятій та восьмій щоках колінчастого

					КРМ.142.6221мз.04.01.ПЗ.	Лист
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

валу розташовані противаги. Герметичність валу забезпечується манжетами, встановленими спереду і ззаду.

На передньому кінці колінчастого валу закріплені шестерня приводу газорозподільного механізму (шестерня колінчастого валу), шестерня приводу масляного насоса, а також шків приводу водяного насоса і генератора. На задньому фланці валу закріплюється маховик.

Поршень виготовляється з алюмінієвого сплаву і має конструкцію з камерою згоряння, яка розташована у днищі поршня зі зміщенням відносно його осі.

У верхній частині поршня передбачені три канавки: у перші дві встановлюються компресійні кільця, а в третій — маслосборне кільце. Для підвищення зносостійкості під канавкою верхнього компресійного кільця вмонтована вставка зі спеціального чавуну.

У бобишках поршня виконані розточені отвори для встановлення поршневого пальця.

Поршневі кільця виготовляються з чавуну. Верхнє компресійне кільце виконане з високоміцного чавуну і має у перерізі форму рівнобічної трапеції. Друге компресійне кільце має конусну форму. На торцевій поверхні компресійних кілець у зоні замка нанесене маркування "Верх" ("TOP"). Маслосборне кільце – коробчастого типу, оснащене пружинним розширювачем.

Поршневий палець є порожнистим і виготовляється з хромонікелевої сталі. Осьове переміщення пальця в бобишках поршня обмежується стопорними кільцями.

Шатун виготовляється зі сталі і має двотавровий переріз. У верхній головці шатуна встановлена запресована втулка. Для забезпечення змащення поршневого пальця у втулці та верхній головці передбачені отвори.

Розточування постілі в нижній головці шатуна для вкладишів виконується у зборі з кришкою. Тому взаємозамінність кришок шатунів не допускається. Для ідентифікації шатун і його кришка мають однакові номери, які вибиті на їхніх поверхнях. Крім того, шатуни класифікуються за ваговими гру-

					КРМ.142.6221мз.04.01.ПЗ.	Лист
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

пами, які визначаються масою верхньої та нижньої головок. Позначення вагової групи наноситься на торцеву поверхню верхньої головки шатуна. На одному двигуні мають бути встановлені шатуни однієї вагової групи..

Вкладиші для корінних і шатунних підшипників колінчастого валу виготовляються з біметалічної стрічки. На дизельних двигунах застосовуються вкладиші двох стандартних розмірів, що відповідають номінальним діаметрам шийок колінчастого валу. Для ремонтних робіт передбачено чотири ремонтних розміри вкладишів.

Маховик виготовляється з чавуну та закріплюється на фланці колінчастого валу за допомогою болтів. На маховик напресовується сталевий зубчастий вінець, який використовується для запуску двигуна.

Розподільний механізм включає розподільний вал, впускні та випускні клапани, а також елементи їхнього встановлення та приводу. До цих деталей належать штовхачі, штанги, коромисла, регулювальні гвинти з гайками, тарілки із сухариками, клапанні пружини, стійки та вісь коромисел.

Розподільний вал п'ятиопорний, приводиться в рух від колінчастого вала через шестерні розподілу. Для опори розподільного валу використовуються п'ять втулок, запресованих у розточки блоку циліндрів. Передня втулка, виготовлена з алюмінієвого сплаву, оснащена буртом, який утримує вал від осового переміщення. Решта втулок виконані зі спеціального чавуну.

Штовхачі виготовлені зі сталі, а їх робоча поверхня тарілки наплавлена вибіленим чавуном і має сферичну форму великого радіуса (750 мм). Завдяки невеликому нахилу кулачків розподільного валу, штовхачі в процесі роботи обертаються навколо своєї осі.

Штанги виготовлені зі сталевого прутка. Сферична частина, яка входить у штовхач, і чашка штанги проходять термічну обробку для підвищення зносостійкості.

Коромисла виготовлені зі сталі та встановлені на порожнистій осі, що підтримується чотирма стійками. Крайні стійки мають підвищену жорсткість.

					КРМ.142.6221мз.04.01.ПЗ.	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Ось коромисел має вісім радіальних отворів для подачі масла до коромисел. Розпірні пружини обмежують осьове переміщення коромисел.

Впускні та випускні клапани виконані з жароміцної сталі. Вони переміщуються у напрямних втулках, запресованих у головку циліндрів. Кожен клапан закривається під дією двох пружин — внутрішньої та зовнішньої. Пружини передають зусилля на клапан через тарілку та сухарики, забезпечуючи надійне закриття.

На напрямні втулки клапанів встановлюються ущільнювальні манжети, які запобігають потраплянню масла в циліндри дизеля та випускний колектор через зазори між стрижнями клапанів і напрямними втулками.

Для забезпечення синхронізації сигналів частоти обертання колінчастого і розподільного валів, які передаються до електронного блоку управління паливоподачею, а також узгодження їх роботи з газорозподільним механізмом, шестерні розподілу встановлюються за мітками.

Система змащення дизеля є комбінованою, як показано на рис. 1.1: частина деталей змащується під тиском, інша частина — розбризкуванням.

Підшипники колінчастого та розподільного валів, шатунний підшипник колінчастого валу компресора, втулка проміжної шестерні, механізм приводу клапанів (коромисли) та підшипник валу турбокомпресора змащуються від масляного насоса під робочим тиском. Гільзи, поршневі пальці, поршні, штанги, штовхачі, кулачки розподільного валу, а також привід паливного насоса змащуються маслом шляхом розбризкування.

Масляний насос — шестеренного типу, односекційний, кріпиться болтами до кришки першого корінного підшипника. Привід масляного насоса здійснюється за допомогою шестерні, закріпленої на колінчастому валу.

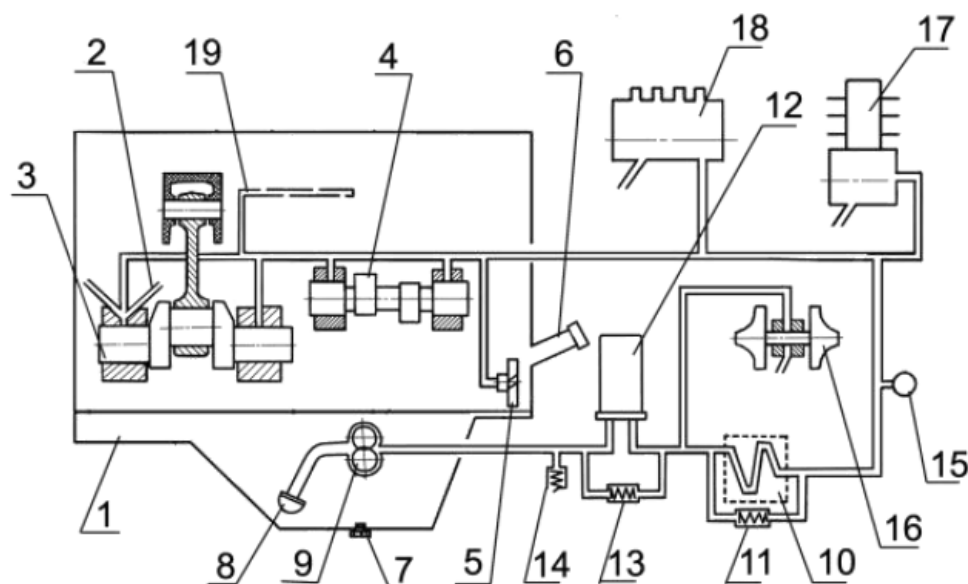


Рис. 1.1. Схема системи змазки дизеля з масляним радіатором та нерозбірним масляним фільтром з паперовим фільтруючим елементом: 1 – масляний картер; 2 – форсунки охолодження поршнів; 3 – вал колінчатий; 4 – розподільний вал; 5 – проміжна шестерня; 6 – горловина маслозаливна; 7 – кришка масляного картера; 8 – маслоприймач; 9 – насос масляний; 10 – радіатор масляний; 11 – клапан редукційний; 12 – фільтр масляний; 13 – клапан перепускний; 14 – клапан запобіжний; 15 – датчик тиску; 16 – турбокомпресор; 17 – компресор; 18 – ПНВТ; 19 – масляний канал вісі коромисел

Масляний насос 9 через маслоприймач 8 забирає масло з масляного картера 1 і через канали в блоці циліндрів та корпусі масляного фільтра подає його до повнопоточного масляного фільтра 12, в якому воно очищається від сторонніх домішок, продуктів зносу та продуктів розкладання масла внаслідок нагрівання і окислення. З масляного фільтра очищене масло надходить у радіатор 10 для охолодження. З масляного радіатора масло надходить у масляну магістраль дизеля.

При пуску дизеля на холодному маслі, коли опір проходження масла через масляний фільтр перевищує 0,14...0,18 МПа, відкривається перепускний клапан 13 масляного фільтру, перепускний (радіаторний) клапан 11 масляного радіатора також відкривається, і масло, мінаючи масляний фільтр і масляний радіатор, потрапляє безпосередньо в масляну магістраль.

У корпусі масляного фільтра вбудований регульований запобіжний клапан (14), який підтримує тиск масла в головній масляній магістралі в межах 0,24...0,36 МПа. Надлишок масла відводиться через клапан назад у картер дизеля.

У разі надмірного засмічення фільтрувального елемента, коли опір масляного фільтра перевищує 0,15...0,20 МПа, перепускний клапан масляного фільтра відкривається. Це дозволяє маслу, минаючи фільтр, безперешкодно надходити в масляну магістраль.

З головної масляної магістралі дизеля через канали в блоці циліндрів масло подається до всіх корінних підшипників колінчастого вала і шийок розподільного вала. Від корінних підшипників через канали в колінчастому валі масло надходить до всіх шатунних підшипників. Окрім того, від першого корінного підшипника масло спеціальними каналами подається до втулок проміжної шестерні, шестерні приводу паливного насоса, а також безпосередньо до паливного насоса.

Деталі клапанного механізму змащуються маслом, яке подається від заднього підшипника розподільчого вала через канали в блоці циліндрів та головці циліндрів. Далі масло проходить через свердління в четвертій стійці коромисел у внутрішню порожнину осі коромисел і через отвори надходить до втулки коромисел. Від втулки масло по каналу подається на регулювальний гвинт.

Масло до підшипникового вузла турбокомпресора подається через трубку, підключену до виходу з корпусу масляного фільтра. Після змащення підшипникового вузла турбокомпресора масло відводиться назад у масляний картер через окрему трубку.

Паливну систему двигуна зображено на рис. 1.2. У схемі системи живлення дизеля зазначено засіб полегшення пуску дизеля за умов низьких температур довкілля – свічка розжарювання.

Паливний насос високого тиску (ТНВТ) призначений для створення резерву палива, підтримання та регулювання тиску в паливному акумуляторі.

На корпусі ТНВТ встановлені паливopідкачувальний насос 2, який приводиться в дію від валу 9, та електромагнітний регулятор тиску 3. У корпусі ТНВТ розташовані три плунжери, встановлені радіально з інтервалом

120° між ними. На валу приводу ексцентрично закріплений кулачковий ротор, кулачки якого розміщені по колу через 120°.

Вал приводу ТНВТ з кулачковим ротором отримує рух через шестеренний привід від редуктора, вхідний вал якого з'єднаний напівмуфтою з колінчастим валом дизеля через шестерні розподілу.

Паливо, що пройшло через паливний фільтр грубого очищення з вологовідділювачем, подається під тиском 0,80...0,90 МПа паливопідкачувальним насосом. Далі воно проходить через фільтр тонкого очищення і надходить до приймального штуцера ТНВТ.

Змащування та охолодження деталей ТНВТ забезпечується дизельним паливом, яке потрапляє у його корпус під час роботи.

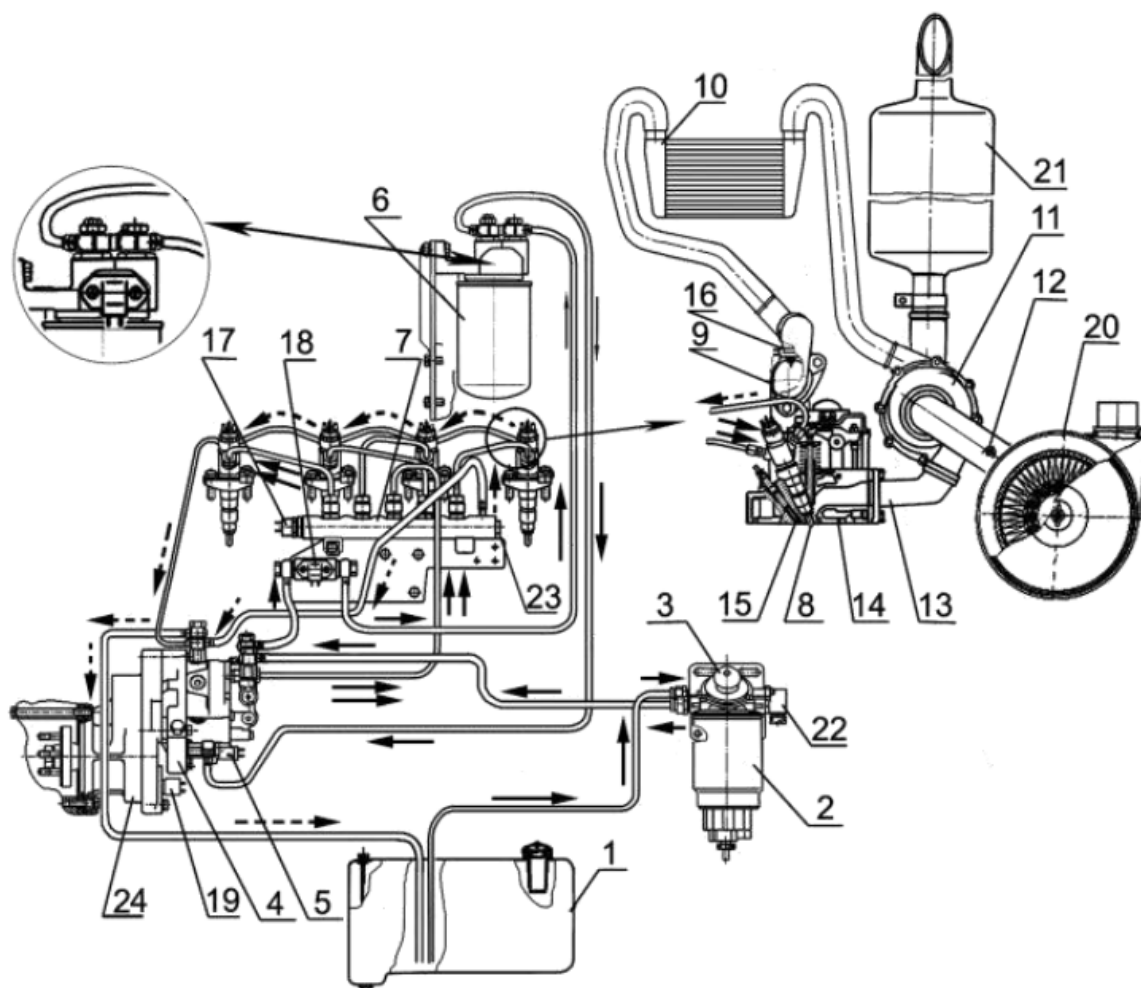


Рис. 1.2. Схема паливної системи двигуна типу Д-245: 1 – бак паливний; 2 – фільтр попереднього очищення палива; 3 – паливопідкачувальний насос ручний; 4 – ПНВТ; 5 – регулятор тиску електромагнітний; 6 – фільтр тонкого очищення палива; 7 – акумулятор палива під високим тиском; 8 – форсунка; 9 – впускний колектор; 10 – охолоджувач надувного повітря; 11 – турбокомпресор; 12 – датчик засміченості повітряного фільтра; 13 – випуск-

ний колектор; 14 – головка циліндрів; 15 – свічка розжарювання; 16 – датчик температури та тиску наддувного повітря; 17 – датчик тиску палива; 18 – датчик температури та тиску палива; 19 – датчик частоти обертання розподільчого валу; 20 – фільтр повітряний; 21 – глушник шуму; 22 – підігрівач палива; 23 – клапан обмеження тиску; 24 – редуктор приводу ПНВТ

Система охолодження (рис. 1.3) є закритого типу з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини від циркуляційного насоса відцентрового типу. Система охолодження дизеля у складі автотранспортного засобу повинна забезпечувати температуру охолоджуючої рідини на виході із дизеля не більше 98 °С і масла – не більше 110 °С при температурі навколишнього повітря 40 °С.

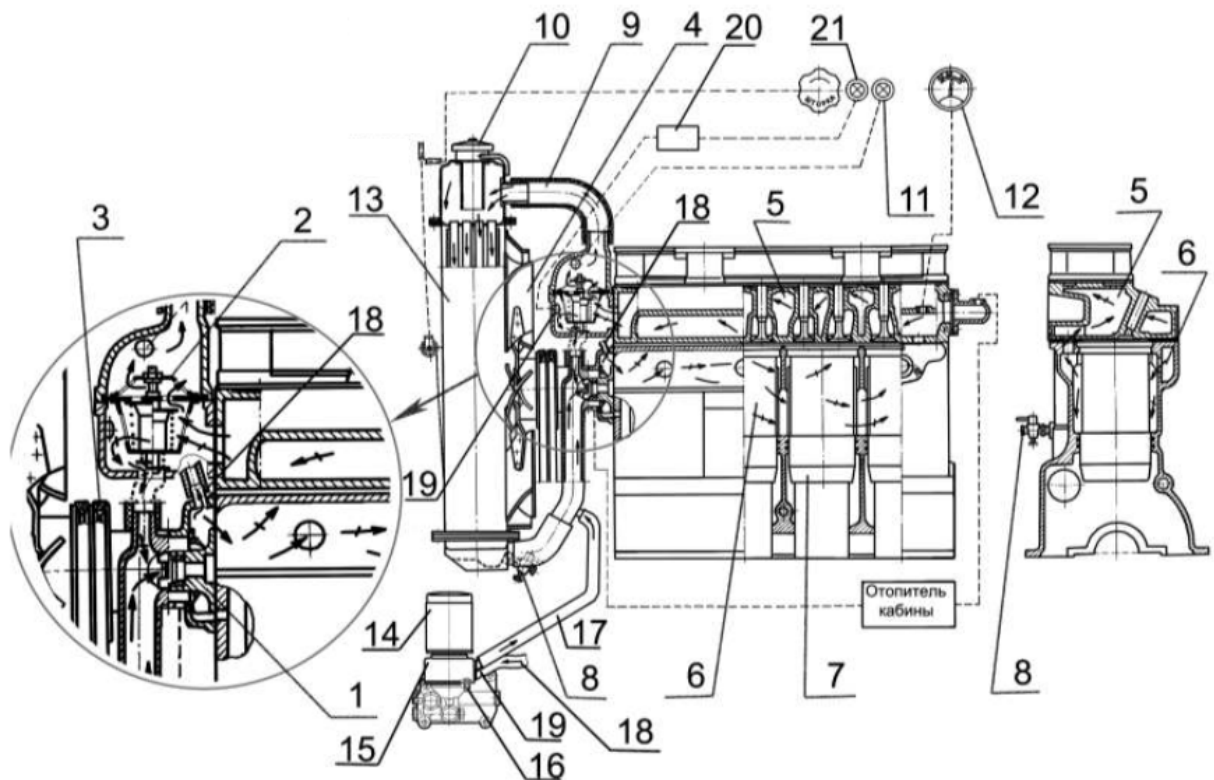


Рис. 1.3. Схема системи охолодження: 1 – насос водяний; 2 – термостат; 3 – ремінь приво-
ду водяного насоса; 4 – вентилятор; 5 – сорочка охолодження голівки циліндрів; 6 – соро-
чка охолодження блоку циліндрів; 7 – гільза блоку циліндрів; 8 – краники для зливу охо-
лоджуючої рідини; 9 – патрубок; 10 – кришка заливної горловини; 11 – світловий сигнали-
затор аварійної температури охолоджуючої рідини; 12 – вказівник температури охоло-
джуючої рідини; 13 – радіатор; 14 – фільтр масляний; 15 – рідинно-масляний теплообмін-
ник (РМТ); 16 – пробка для зливу охолоджуючої рідини; 17 – патрубок відведення охоло-
джуючої рідини від РМТ; 18 – патрубок підведення охолоджуючої рідини до РМТ; 19 –
датчик температури охолоджуючої рідини для паливної системи CRS; 20 – електронний
блок системи CRS; 21 – лампа діагностична системи CRS

Водяний насос приводиться у обертання клиновим ременем від шківа колінчатого валу. Масло "Літол-24" в підшипникову порожнину насоса закладено при збиранні. У процесі експлуатації змащення підшипників не потрібне.

Температура охолоджувальної рідини в системі контролюється за допомогою дистанційного термометра, датчик якого розташований у голівці циліндрів. Додатково, у кришці корпусу термостата встановлено датчик світлового сигналізатора, який попереджає про аварійну температуру охолоджувальної рідини.

Експлуатація дизеля за умови увімкнення сигналізатора аварійної температури охолоджувальної рідини категорично забороняється. Температура рідини в системі охолодження має підтримуватися в межах 85–95 °С.

Для прискореного прогрівання дизеля після запуску, а також автоматичного регулювання температурного режиму під час різних навантажень і температур навколишнього середовища, використовується термостат. Температура початку відкриття основного клапана термостата становить 86 ± 2 °С.

1.4 Висновок до розділу

Аналіз загальних відомості, технічної характеристики і основних елементів та систем двигуна типу Д-245, приведений в даному розділі, дає змогу стверджувати, що двигун відноситься до числа сучасних із прогресивними параметрами і спроектований із застосуванням інноваційних технічних рішень. Система пуску двигуна в умовах низьких температур має свої особливості. Недарма в конструкції двигуна передбачені свічки розжарювання, які полегшують запуск двигуна. Для зменшення часу необхідного для теплової підготовки двигуна, пропонується систему охолодження доукомплектувати теплоаккумуляторами фазового переходу.

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу Д-245

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Методика розрахунку робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння передбачає визначення основних параметрів, які характеризують процеси, що відбуваються в циліндрі під час одного циклу роботи двигуна. Основою розрахунку є вивчення термодинамічних, кінематичних та динамічних процесів, які визначають ефективність і потужність двигуна.

Важливою складовою розрахунку є моделювання термодинамічних процесів, таких як стиснення, згоряння, розширення та випуск. Ці процеси описуються за допомогою рівнянь стану і законів збереження енергії. Для кожного етапу циклу визначаються параметри робочого газу — тиск, температура, об'єм та склад. При цьому враховується теплотворна здатність палива, коефіцієнт надлишку повітря та ступінь ізоляції камери згоряння.

Розрахунок робочого циклу також включає аналіз кінетики згоряння палива. Це дозволяє визначити тепловий ефект процесу згоряння, максимальний тиск у циліндрі, тривалість горіння та вплив режиму роботи двигуна на ефективність використання пального. Особливу увагу приділяють розрахунку параметрів згоряння для дизельних двигунів, де процес запалення та горіння пального визначається характеристиками паливного впорскування.

Узагальнюючи отримані дані, визначають індикаторні параметри двигуна, такі як індикаторна потужність, ефективний тиск, механічні втрати та коефіцієнт корисної дії. Результати розрахунку дозволяють оцінити ефективність роботи двигуна, оптимізувати його конструкцію та режими експлуатації. Теоретичний аналіз робочого циклу є основою для створення математичних моделей і програмного забезпечення, що застосовуються в сучасному інженерному проектуванні.

					КРМ.142.6221МЗ.04.02.ПЗ.	Лист
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунковий цикл двигуна типу Д-245 (4ЧН 11/12,5) здійсимо використовуючи методику, в основу якої покладений метод теплового розрахунку В. І. Гринивецького.

2.2 Обґрунтування та вибір основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура оточуючого середовища T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (нормальні атмосферні умови).

Тиск атмосферного повітря p_0 . Приймаємо $p_0 = 0,103$ МПа (нормальні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . Під час визначення ступеня стиску необхідно враховувати розміри циліндра та метод сумішоутворення. Для сучасних двигунів з нерозділеною камерою згоряння, характерних для ВОД $\varepsilon = 15 \dots 19$ [2]. Приймаємо $\varepsilon = 17$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра та методу сумішоутворення. Для нерозділеної камери згоряння, за умови $D_{\text{ц}} < 200$ мм та ступеня стиску $\varepsilon = 17$, значення коефіцієнта α перебуватиме в діапазоні $2,0 \dots 2,5$. У цьому випадку приймаємо $\alpha = 2,5$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r визначається типом двигуна, особливостями системи повітропостачання та процесу газообміну. Для даних умов приймаємо значення $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнти використання теплоти в точках z (ξ_z) і b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для сучасних ВОД ці коефіцієнти зазвичай знаходяться в межах: $\xi_z = 0,88 \dots 0,96$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,95$ [2].

У даному випадку приймаємо $\xi_z = 0,94$ та $\xi_b = 0,91$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ визначає інтенсивність процесу згоряння в двигуні. Для високофорсованих двигунів це значення

					КРМ.142.6221мз.04.02.ПЗ.	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

зазвичай перебуває в діапазоні $\lambda = 1,2 \dots 1,5$ [2]. У цьому випадку приймаємо $\lambda = 1,35$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a характеризує підвищення температури робочого заряду внаслідок теплопередачі від стінок циліндра. Для двигунів із наддувом ця величина становить $5 \dots 15$ К, а для двигунів без наддуву $10 \dots 30$ К [2]. У даному випадку приймаємо $\Delta T_a = 30$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ використовується для врахування особливостей форми реальної індикаторної діаграми двигуна порівняно з теоретичною. Його значення визначають на основі експериментальних даних, беручи до уваги тип двигуна та специфіку системи газообміну. Для чотиритактних двигунів цей коефіцієнт зазвичай становить $\zeta = 0,92 \dots 0,97$. У даному випадку приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m характеризує втрати енергії на подолання механічного тертя та привід допоміжних механізмів. Для ВОД з діаметром циліндра $D_{\text{ц}} < 300$ мм та $\rho_k > 0,2$ цей показник зазвичай перебуває в межах $0,84 \dots 0,9$. У даному випадку приймаємо $\eta_m = 0,9$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{\text{ох}}$ виникає через його опір на шляху потоку повітря. Це явище призводить до падіння тиску повітря в системі. У числовому виразі приймається, що $\Delta P_{\text{ох}} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r характеризує температуру газів, що залишаються в циліндрі після завершення процесу випуску. Для двигунів цього типу значення T_r зазвичай перебуває в межах $600 \dots 900$ К [2]. У цьому випадку приймаємо $T_r = 750$ К.

Хімічний склад палива враховується під час розрахунків робочого процесу двигуна, оскільки він впливає на теплотворну здатність, процес згоряння та утворення продуктів згоряння. Розрахунки зазвичай виконуються для палива середнього складу, який є узагальненим представленням типового пального: $C = 0,870$ кг – кількість вуглецю; $H = 0,126$ кг – кількість водню; $S = 0$ кг – кількість сірки; $O = 0,004$ кг – кількість кисню.

					КРМ.142.6221мз.04.02.ПЗ.	Лист
						21
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тактності Z означає кількість робочих ходів поршня, які припадають на один оберт колінчастого вала двигуна. Для чотиритактних двигунів, де повний робочий цикл виконується за два оберти колінчастого вала, значення коефіцієнта тактності становить $Z = 0,5$.

Нижча теплота згоряння палива Q_H характеризує кількість теплової енергії, яка виділяється під час повного згоряння 1 кг палива без урахування тепла, що витрачається на випаровування води, яка утворюється при згорянні. Для даних розрахунків приймаємо значення $Q_H = 42664,4$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k визначає відношення тиску повітря на виході з компресора до тиску на його вході. Для компресора цього типу приймаємо значення $P_k = 2,1$.

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу двигуна та побудова теоретичної індикаторної діаграми виконуються за допомогою спеціалізованих розрахункових програм, доступних на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Результати розрахунків представлені у вигляді роздруківок, що включають всі необхідні дані для аналізу.

Розрахункові дані, необхідні для побудови індикаторної діаграми, наведені в табл. 2.1, а сама теоретичної індикаторна діаграма відображена на рис. 2.1. Це дозволяє провести детальний аналіз процесів, що відбуваються в циліндрі двигуна, та оцінити ефективність його роботи.

Розрахунок робочого циклу двигуна

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 110$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 2400$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.103$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 2.1$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.04$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.04$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.94$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.91$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon_{\text{мв}} = 17$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.35$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 30$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.96$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.9$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.74$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.96$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 750$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$C_{\text{мв}} = 0.87$
	$H_{\text{мв}} = 0.126$
	$S_{\text{мв}} = 0$
	$O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 4$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.11$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.125$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

- 1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.5$
- 1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.41$
- 1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.95$
- 1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.75$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.216$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 386.597$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 296.744$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 343.023$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.212$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.206$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.857$$

3. Розрахунок процесу стиску

3.1 Середня мольна ізорна теплоємність повітря, кДж/(моль*К)

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Середня мольна ізорна теплоємність чистих продуктів згоряння кДж/(моль*К)

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$$



$$b_c = 0.002517 \quad a_{vc} = 19.279$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.361$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 9.727$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 953.062$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.237$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0256$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0246$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 1.033$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.025$$

4.6 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль*К)

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$

$$L_0 = 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.77693$$

$$b_z = 0.00297$$

4.7 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль*К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.76141$$

$$b_b = 0.002956$$

4.8 Максимальна температура згоряння, К
- знаходимо з наступного рівняння:



$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_{vz} + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_{vz} + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

$$\text{звідки: } T_z = 1821.41$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 13.131$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

$$\rho = 1.452$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 11.711$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі слідуючої системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$



$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$$

$$n_2 = 1.311$$

$$T_b = 847.224$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 0.522$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$P'_i = 1.34$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$$

$$P_i = 1.287$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$$

$$b_i = 0.167$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$$

$$\eta_i = 0.506$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.158$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_e = 0.455$$

7.3 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$$

$$b_e = 0.1853$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$$

$$N_e = 110.12$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$$

$$\Delta N = 0.109 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 0.211$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 0.217$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.205$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 679.239$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.269$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.497$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.382$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 2.098$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0.072 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$P = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \epsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,311
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	9,727
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	13,131
Ступінь попереднього розширення ρ	1,452
Ступінь стиснення ϵ	17

Таблиця 2.1

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	13,13	
1,00	9,73	13,13
1,45	5,86	13,13
2,23	3,27	7,48
3,01	2,17	5,06
3,78	1,59	3,74
4,56	1,23	2,93
5,34	1,00	2,38
6,12	0,83	1,99
6,89	0,70	1,70
7,67	0,61	1,48
8,45	0,53	1,31
9,23	0,47	1,16
10,00	0,42	1,05
10,78	0,38	0,95
11,56	0,35	0,87
12,34	0,32	0,79
13,11	0,29	0,73
13,89	0,27	0,68
14,67	0,25	0,63
15,45	0,23	0,59
16,22	0,22	0,55
17,00	0,21	0,52
17,00	0,21	0,21

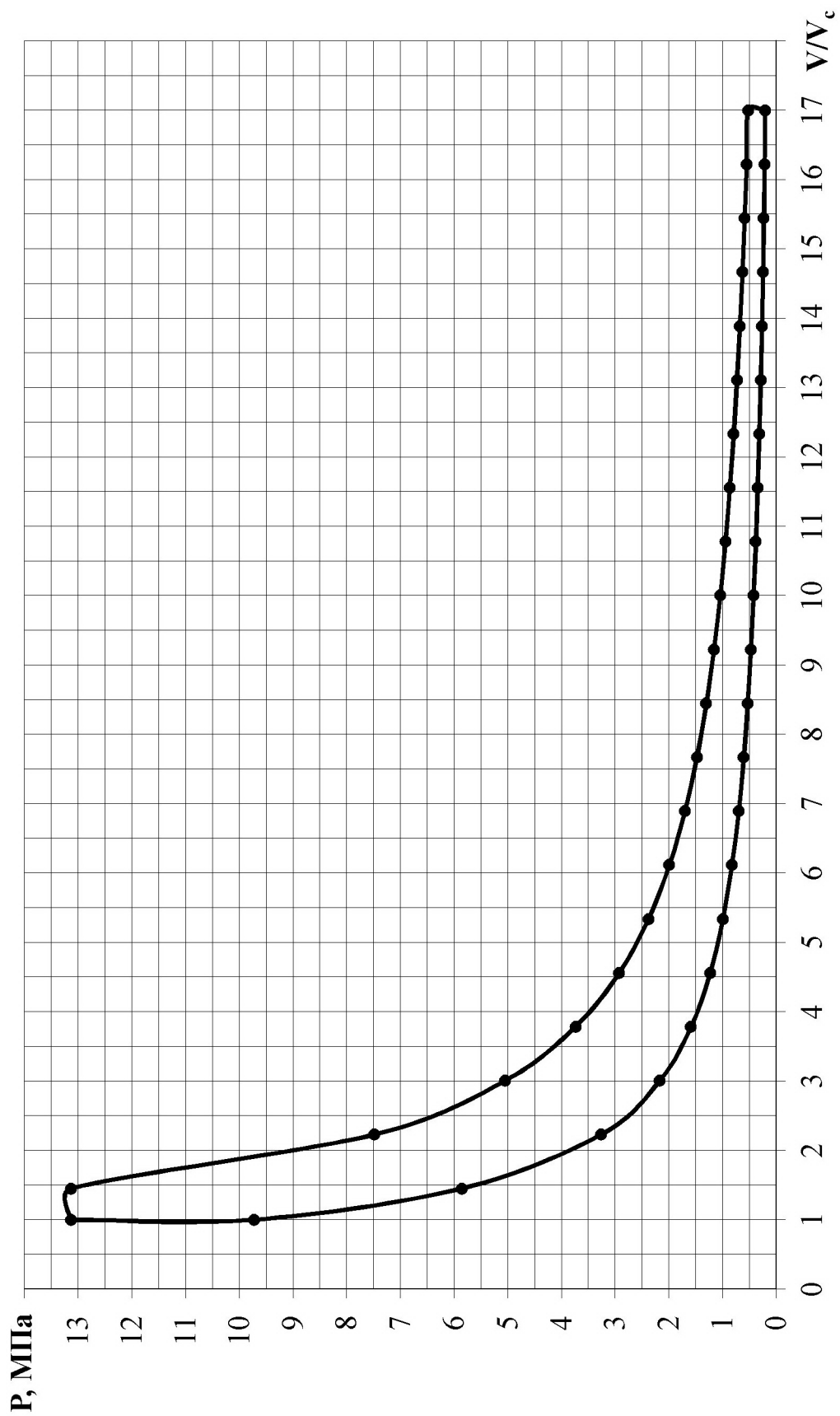


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма двигуна типу 4ЧН 11/12,5

2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{Ne} + Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{н.б.}$$

Q_{Σ} – загальна теплота згоряння, введена в циліндр у процесі згоряння палива, кВт. Це кількість тепла, яка вивільняється при спалюванні палива;

Q_{Ne} – теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт. Вона представляє ту частину тепла, що перетворюється в корисну механічну енергію;

Q_{Γ} – теплота, що виноситься випускними газами, кВт. Відображає втрати тепла через відпрацьовані гази;

Q_W – теплота, яка відводиться системою охолодження разом із охолоджувальною рідиною, кВт. Це теплові втрати, необхідні для запобігання перегріву двигуна;

Q_M – теплота, що відводиться з двигуна через мастило, кВт. Зазвичай це тепло, передане від деталей двигуна мастильному матеріалу;

$Q_{н.б.}$ – теплота неврахованих втрат, кВт. Це тепло, яке не враховується в інших категоріях і включає втрати на випромінювання, витік тепла тощо.

1. Загальна кількість теплоти (теплова потужність циклу), що виділяється у циліндрі, визначається за формулою:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{110,12}{0,455} = 241,884 \text{ кВт}$$

2. Кількість теплоти, яка відводиться з відпрацьованими газами (теплова потужність потоку відхідних газів), визначається за формулою:

$$Q_{\Gamma} = G_t \cdot C_{p_{\Gamma}} \cdot (T_{зт} - T_o), \text{ Вт}$$

де G_t – розхід газів через турбіну, кг/с;

$C_{p_{\Gamma}}$ – ізобарна теплоємність газів, Дж/(кг·К);

$T_{зт}$ – температура газів за турбіною, К.

Ізобарна теплоємність газів $C_{p_{\Gamma}}$ обчислюється за рівнянням Майєра:

$$C_{p_{\Gamma}} = \frac{k_t}{k_t - 1} \cdot R_t, \text{ Дж/(кг·К)},$$

де k_t – показник адіабати розширення газу в турбіні;

R_t – універсальна газова стала для відпрацьованих газів, Дж/(кг·К)

$$C_{p_T} = \frac{1,382}{1,382-1} \cdot 287,497 = 1040,269 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Температура газів після турбіни визначається з використанням формули, яка враховує ККД турбіни і падіння температури газів на турбіні. Вираз має вигляд:

$$T_{3.T} = T_t - \eta_{t.ад} \cdot (T_t - T_{3.T}^{ад}), \text{ К}$$

де T_t – температура газу перед турбіною, К

$\eta_{t.ад}$ – адіабатний ККД турбіни.

$$T_{3.T}^{ад} = T_t \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}, \text{ К}$$

Після підстановки

$$T_{3.T}^{ад} = 679,239 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,206}{0,103}} \right)^{\frac{1,382-1}{1,382}} = 561,053 \text{ К}.$$

Тож

$$T_{3.T} = 679,239 - 0,74 \cdot (679,239 - 561,053) = 591,781 \text{ К}.$$

Таким чином кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами

$$Q_T = 0,217 \cdot 1040,269 \cdot (591,781 - 293) = 67,41 \text{ кВт}$$

3. Кількість теплоти, яка надходить в охолоджуючу рідину (теплова потужність потоку теплоти, яка надходить в охолоджуючу рідину):

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot Q_{\Sigma} - Q_T - N_e}{1,1}, \text{ кВт},$$

Після підстановки

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot 241,884 - 67,41 - 110,12}{1,1} = 54,106 \text{ кВт}.$$

4. Кількість теплоти, яка надходить у масло (теплова потужність потоку теплоти, що передається в масло), визначається за формулою:

					КРМ.142.6221мз.04.02.ПЗ.	Лист
						34
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q_M \approx 0,1 \cdot Q_W, \text{ кВт},$$

Після підстановки

$$Q_M \approx 0,1 \cdot 54,106 = 5,411 \text{ кВт}.$$

5. Розбіжність у рівнянні загального теплового балансу:

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot Q_\Sigma, \text{ кВт}$$

Після підстановки

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot 241,884 = 4,838 \text{ кВт}.$$

Таким чином, усі основні складові теплового балансу двигуна було визначено. Для перевірки коректності розрахунків записуємо рівняння теплового балансу з урахуванням усіх його компонентів:

$$Q_\Sigma = 110,12 + 67,41 + 54,106 + 5,411 + 4,838 = 241,884 \text{ кВт}.$$

Висновок: Усі складові рівняння теплового балансу було визначено з урахуванням заданої точності. Проведена перевірка підтвердила, що розрахункові значення відповідають вимогам, і тепловий баланс зійшовся. Це свідчить про правильність розрахунків та відповідність отриманих результатів технічним характеристикам двигуна.

2.6 Розрахунок витрати води, масла та наддувного повітря

1. Розрахунок витрати води.

Відповідно до рівняння теплового балансу

$$Q_w = G_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_1 - T_2), \text{ кВт},$$

Звідси

$$G_w = \frac{Q_w \cdot 10^3}{C_{p_w} \cdot \Delta T} = \frac{54,106 \cdot 10^3}{4190 \cdot 10} = 1,29 \text{ кг/с},$$

де Q_w – теплота, яка відводиться від двигуна охолоджувальною рідиною, кВт;

$C_{p_w} = 4190 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність охолоджувальної рідини;

$\Delta T = T_2 - T_1$ – температурний перепад охолоджувальної рідини на вході в двигун та виході з нього, К.

Перепад температур охолоджувальної рідини на двигуні вибирається в межах 10...15 К з урахуванням статистичних даних про витрату води для двигунів подібної потужності та класу. Відповідно до статистичних даних, теоретичний витрата води може бути визначена за формулою:

$$G_{\text{вт}} = \frac{N_e \cdot g_w}{3600}, \text{ кг/с}$$

де g_w – питома витрата води, кг/(кВт·г).

Відповідно до [2] для високообертових двигунів (ВОД) – $g_w = 40...110$ кг/(кВт·г). Тоді

$$G_{\text{вт}} = 1,1...3,1 \text{ кг/с.}$$

Таким чином, обчислене значення витрати охолоджувальної рідини, яке становить 1,29 кг/с, відповідає всім відомим умовам визначення витрати. Це значення забезпечує необхідний тепловідвід з урахуванням перепаду температур води в межах 10...15 К, що підтверджує його коректність для даного двигуна.

2. Розрахунок витрати масла.

Відповідно до рівняння теплового балансу

$$Q_M = G_M \cdot C_{p_M} \cdot \Delta T_M, \text{ кВт}$$

Звідси

$$G_M = \frac{Q_M \cdot 10^3}{C_{p_M} \cdot \Delta T_M}, \text{ кг/с,}$$

де Q_M – теплота, яка відводиться від двигуна маслом, кВт;

$C_{p_M} = 1900$ Дж/(кг·К) – теплоємність масла;

$\Delta T_M = T_2 - T_1$ – температурний перепад охолоджувальної рідини на вході та виході з охолоджувача масла, К.

Перепад температур масла на двигуні вибирається в межах 1,5...8 К залежно від характеристик двигуна та умов експлуатації. У даному випадку приймаємо $\Delta T_M = 8$ К.

Після підстановки

$$G_M = \frac{5,411 \cdot 10^3}{1900 \cdot 8} = 0,36 \text{ кг/с.}$$

					КРМ.142.6221МЗ.04.02.ПЗ.	Лист
						36
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3. Витрата повітря через компресор визначений під час розрахунку робочого циклу. Згідно з ним

$$G_B = 0,211 \text{ кг/с.}$$

2.7 Висновок до розділу

В результаті розрахунку робочого циклу та теплового балансу двигуна отримано наступні значення основних параметрів.

Показник економічності двигуна, тобто питома ефективна витрата палива, становить 0,185 кг/(кВт·год). Це свідчить про те, що обраний двигун демонструє прогресивний рівень економічності, що дозволяє йому конкурувати з іншими двигунами аналогічної потужності та розмірності.

Показник ефективності двигуна, середній ефективний тиск (P_e), дорівнює 1,158 МПа. Це значення вказує на високий рівень ефективного використання теплової енергії в процесі перетворення її в механічну роботу.

Результати розрахунку забезпечили отримання ключових параметрів робочого циклу, які є важливими для подальших розрахунків і аналізу. Усі основні показники зведені в табл. 2.2, що дозволяє зручно використовувати їх для оцінки ефективності та оптимізації роботи двигуна.

Таблиця 2.2. Значення основних параметрів циклу та вихідних параметрів теплоносіїв

№ п/п	Найменування	Параметри	Значення
1.	Температура навколишнього середовища	T_o , К	293
2.	Температура повітря за компресором	T_k , К	386,597
3.	Температура повітря перед двигуном	T_s , К	296,744
4.	Максимальний тиск згорання	P_z , МПа	13,131
5.	Максимальна температура згорання	T_z , К	1821,41
6.	Витрата наддувного повітря	G_B , кг/с	0,211
7.	Витрата охолоджуючої рідини	G_w , кг/с	1,29
8.	Витрата масла	G_m , кг/с	0,36
9.	Кількість теплоти, що відводиться з відхідними газами	Q_g , кВт	67,41
10.	Кількість теплоти, що надходить у воду	Q_w , кВт	54,106
11.	Кількість теплоти, що надходить у масло	Q_m , кВт	5,411

РОЗДІЛ 3

Аналіз технічних систем, що полегшують запуск дизельних двигунів при низьких температурах оточуючого середовища

3.1 Аналіз способів полегшення запуску дизелів

Вирішення проблеми запуску дизеля при низькій температурі навколишнього середовища ведеться за двома напрямками:

- досягненням необхідної пускової частоти обертання колінчатого валу двигуна;
- полегшенням запалення горючої суміші.

Ці напрями реалізуються у різний спосіб і різними засобами. Так, необхідна пускова частота обертання колінчатого валу двигуна може досягатися за рахунок зниження опору прокручування та збільшення потужності пускової системи [3].

Опір прокручування може знижуватися як за рахунок застосування декомпресійних пристроїв, так і за рахунок зниження в'язкості моторного масла або застосуванням присадок до мастил, які знижують коефіцієнт тертя.

У першому випадку за рахунок спеціального пристрою циліндри двигуна сполучаються із атмосферою, здійснюється розкручування колінчатого валу двигуна до необхідної пускової частоти обертання, після чого декомпресор вимикається. За рахунок сил інерції колінчатий вал двигуна продовжуватиме обертатися, забезпечуючи мінімальну пускову частоту обертання. Застосування таких пристроїв є доцільним для двигунів, що мають великий момент інерції. Крім того, вони забезпечують роботу двигуна в період виходу на режим стійкої самостійної роботи в обмеженому діапазоні температур.

Зниження в'язкості моторного масла може досягатися шляхом розведення його гасом або бензином, які випаровуються в процесі роботи двигуна.

Набагато ефективнішим є застосування загущених всесезонних масел вітчизняного та імпорного виробництва. Останнім часом набули поширення різні присадки до мастил, що знижують коефіцієнт тертя.

					КРМ.142.6221мз.04.03.ПЗ.	Лист
						38
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Потужність системи пуску може бути підвищена за рахунок підтримки її номінальних параметрів за допомогою підігріву акумуляторних батарей різними способами або за рахунок використання додаткових джерел енергії для приводу стартера (додаткова акумуляторна батарея, молекулярний накопичувач) або застосування пускових пристроїв підвищеної потужності різних конструкцій (пневно-, гідро- та інерційні пускові пристрої тощо). Їх застосування вимагає істотних змін у конструкції двигуна [4].

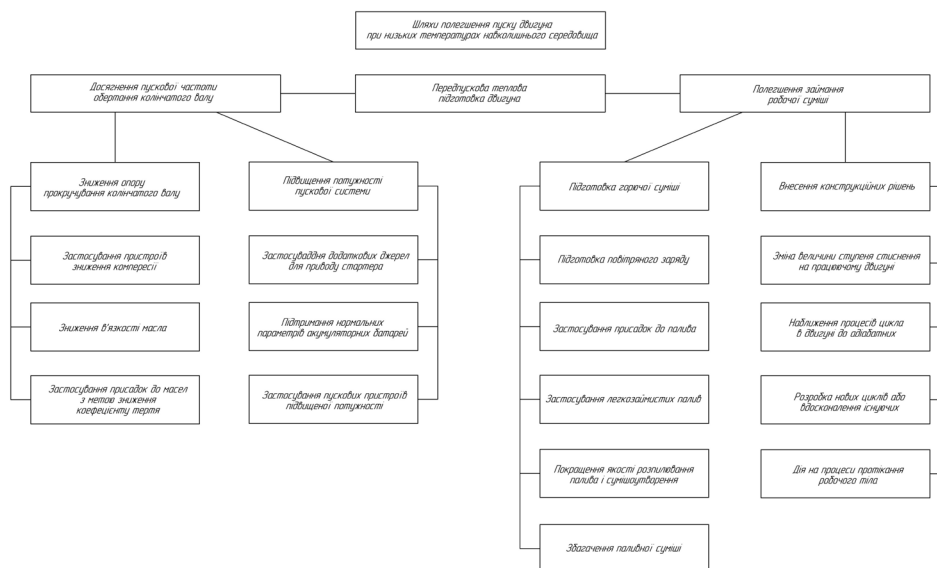


Рис. 3.1. Шляхи полегшення пуску двигуна при низьких температурах оточуючого середовища

Полегшення займання горючої суміші можливе за рахунок використання різних засобів і способів, або за рахунок внесення конструктивних заходів. Для підготовки горючої суміші до займання широке застосування знаходять пристрої для підігріву повітряного заряду, присадки до палива, що полегшують його займання; легкозаймисті рідини типу «швидкий старт». Можливе полегшення займання за рахунок поліпшення якості розпилювання та сумішоутворення, оптимізації якісного складу суміші.

Для підігріву повітря на впуску в сучасних двигунах використовують свічки розжарювання та електрофакельні підігрівачі.

Свічки розжарювання застосовують для дизелів з невеликим робочим об'ємом і при температурах навколишнього повітря до -15°C . Вони встанов-

люються в камеру згоряння [5]. Свічки розжарювання випускаються з відкритими і закритими нагрівальними елементами (штифтові свічки). Останні довговічніші, але їх майже не застосовують для двигунів з нерозділеними камерами згоряння, оскільки виступаюча частина свічки в камері значно погіршує економічні показники двигуна. Найбільшого поширення набули свічки розжарювання фірм Bosch і Lucas-CAV.

Температурна межа пуску значно розширюється при застосуванні пускових рідин. Найбільшого поширення набули рідини на основі етилового ефіру з додаванням масла з протизносними та протикорозійними присадками. Для введення пускової рідини в циліндри використовуються різні пристосування, наприклад: «Спрей» (США), «Кальтекс» (Англія), «Старт-пілот» (Франція).

Застосування пускових рідин дозволяє здійснювати пуск холодного двигуна при температурі навколишнього середовища до -50°C , проте вони при широкому застосуванні вимагають необхідності дотримання заходів безпеки при їх зберіганні та застосуванні.

Передпускова тепла підготовка двигуна вирішує завдання його пуску комплексно, тому що забезпечує не тільки полегшення займання робочої суміші, але і досягнення пускової частоти обертання колінчатого валу. Досягається це підтримкою певного температурного режиму елементів двигуна і робочих середовищ у якому забезпечуються найменші негативні впливи низької температури оточуючого середовища як на пускові якості двигуна, так і на інші експлуатаційні показники.

Теплова підготовка може виконуватися одним із двох основних методів, залежно від часу її проведення:

- міжзмінний підігрів;
- передпусковий розігрів.

При міжзмінному підігріві температурний режим двигуна підтримується стабільним протягом усього періоду зберігання техніки. Енергія, що використовується для цього, компенсує теплові втрати в навколишнє середовище.

					КРМ.142.6221мз.04.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		40

Основними перевагами цього методу є рівномірний прогрів, зниження теплонпруженості деталей, а також відсутність необхідності у додаткових витратах часу і зусиль для підготовки техніки до роботи.

Під час розігріву здійснюється нагрівання деталей двигуна та робочих середовищ упродовж короткого проміжку часу безпосередньо перед запуском.

3.2 Аналіз існуючих систем передпускової підготовки двигунів

Індивідуальні підігрівачі випускаються різних конструкцій, але загалом усі мають нагрівальний (теплоутворюючий) модуль та систему управління.

Нагрівальний модуль включає паливний насос, сопло, свічку розжарювання, камеру згоряння, теплообмінник, вентилятор. Насос забезпечує подачу палива в підігрівач, де воно розприскується, змішується з повітрям і спалахує від свічки розжарювання. Теплова енергія згоряючої суміші через теплообмінник нагріває охолоджуючу рідину. Продукти згоряння відводяться у впускну систему за допомогою вентилятора.

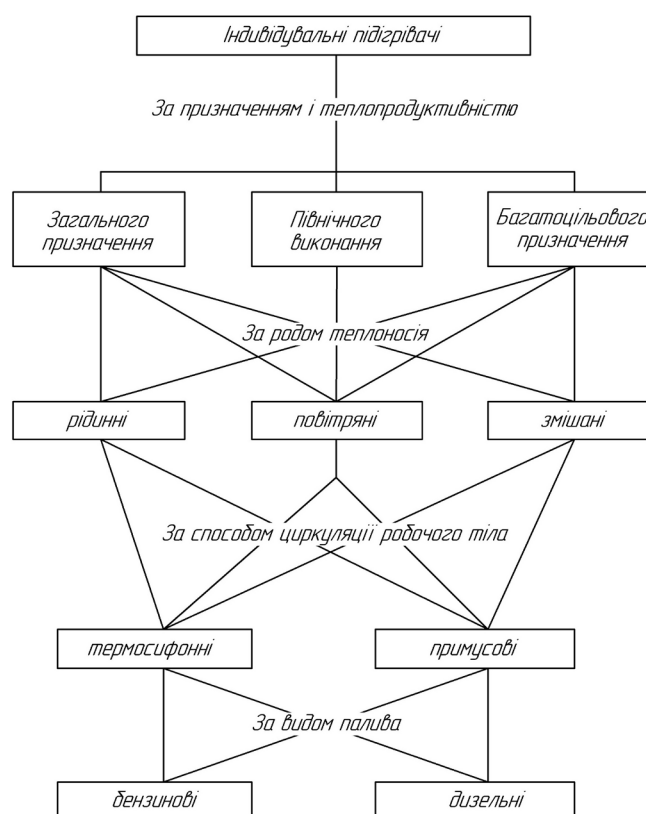


Рис. 3.2. Класифікація індивідуальних підігрівачів

Охолоджуюча рідина циркулює по малому колу системи охолодження природним шляхом (знизу вгору) або примусово (водяний насос). Після того, як охолоджуюча рідина досягне заданої температури, реле включає вентилятор системи опалення та кондиціювання та відбувається обігрів салону транспортного засобу. При досягненні максимальної температури підігрівач вимикається.

Розглянемо рідинні підігрівачі, як елемент системи передпускової та теплової підготовки з точки зору їх експлуатаційних якостей.

Найбільшого поширення набули рідинні підігрівачі типів ПЖД, ПЖБ та 158106.



Рис. 3.3. Рідинні підігрівачі ПЖД та ПЖБ

Рідинні підігрівачі типу ПЖД більш надійні в експлуатації, однак на машинах вони знайшли обмежене застосування внаслідок їх високої енергоємності при запуску та роботі та недостатньої потужності встановлених на машинах акумуляторних батарей [6].

Багато експлуатаційників відзначають також, що рідинні підігрівачі мають нерациональний вибір місця кріплення, що призводить до незручності його обслуговування через труднощі доступу. Низьке розташування підігрівача сприяє попаданню бруду та виходу з ладу окремих вузлів, а велика довжина трубопроводів – до зайвих втрат. Так, наприклад, на трелювальному тракторі ТБ-1М двигун СМД-18БН обладнаний рідинним підігрівачем ПЖБ-200В, який закріплений на лівому лонжероні рами. Таке розташування підігрівача часто призводить до виходу його з ладу через попадання на нього бруду.

Що стосується зарубіжних індивідуальних систем передпускової теплової підготовки ДВЗ, то найбільшого поширення набули підігрівачі фірм Webasto, Eberspacher (рис. 3.4), Stevoort, Warner, Smith, Avialeks, Mikuni та ін.



Рис. 3.4. Передпусковий підігрівач Eberspacher Hydronic

Через спеціальну форсунку паливо подається до камери згоряння за допомогою автономного насоса. Форсунка виготовлена з нержавіючої сталі для забезпечення її довговічності. Невеликий вентилятор направляє атмосферне повітря в камеру згоряння, де паливоповітряна суміш запалюється за допомогою свічки розжарювання або штифта (вольфрамової спіралі в керамічній оболонці). У процесі згоряння суміш нагріває теплообмінник, від якого нагрівається охолоджувальна рідина. Теплий антифриз циркулює системою охолодження двигуна завдяки вбудованому насосу. Додатково автоматично активується вентилятор пічки, що забезпечує прогрів салону транспортного засобу [7].

Рідинні передпускові підігрівачі (рідинні автономні обігрівачі) фірми Webasto серії Thermo Top (рис. 3.5) працюють незалежно від двигуна транспортного засобу та, у поєднанні зі штатною системою опалення автомобіля (з рідинним охолодженням) або у складі окремої системи опалення, служать для:

- передпускового (до запуску двигуна) прогрівання салону транспортного засобу;
- розморожування лобового скла транспортного засобу;
- передпускового (перед запуском двигуна) прогріву двигуна транспортного засобу.



Рис. 3.5. Рідинний передпусковий підігрівач фірми Webasto

Додатковий підігрівач Thermo Top Z (стандартна модифікація для дизельних двигунів) працює лише при включеному двигуні транспортного засобу та використовується для покриття дефіциту тепла двигуна під час його роботи [8].

Рідинні підігрівачі підключаються до системи охолодження (охолоджуючого контуру), паливної системи та бортової мережі транспортного засобу. Паливо придатне для роботи рідинних підігрівачів те ж саме, що і запропоноване для двигуна транспортного засобу. Для бензинових підігрівачів можна використовувати як етилований, так і звичайний бензини.

Дизельні підігрівачі при переході з літнього дизпалива на зимове необхідно запускати на 15 хв, щоб наповнити трубопроводи та паливний насос новим паливом. Присадки до палива не наносять шкоди на роботу підігрівача.

Загалом зарубіжні системи передпускової теплової підготовки двигунів із використанням підігрівачів не мають принципових відмінностей від описаних раніше. Насамперед, зарубіжні фірми поряд з рідинними підігрівачами широко застосовують на своїх машинах повітряні підігрівачі.

Наприклад, на кранах фірми Tadano застосовується повітряний підігрівач Mikuni 50HK-30 (рис. 3.6).

Принцип роботи повітряних підігрівачів полягає в тому, що теплоносії (гаряче повітря) подається у картерний простір дизеля, а продукти згоряння палива підігрівача – під піддон дизеля. Розігрів двигуна від повітряного піді-

грівача здійснюється значно повільніше, ніж від рідинного. Для поліпшення пускових властивостей ДВЗ у цьому випадку додатково застосовується підігрів повітря різними електронагрівачами.

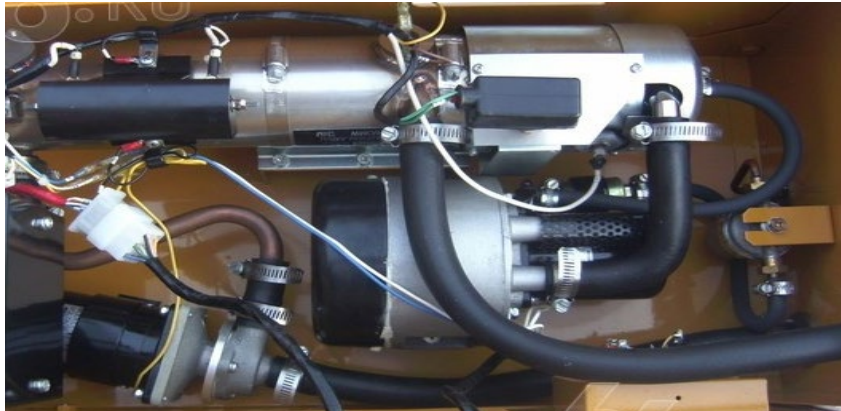


Рис. 3.6. Повітряний підігрівач Mikuni 50HK-30

Існують і інші повітряні підігрівачі, які застосовуються, як правило, для розігріву, двигунів з повітряним охолодженням.

Окремо слід виділити електричні підігрівачі. Вони використовуються для підігріву охолоджуючої рідини за допомогою електричної енергії зовнішньої мережі змінного струму. Найбільше застосування електричні підігрівачі знайшли у північних європейських країнах.

Основними перевагами електричних підігрівачів є відсутність шкідливих викидів під час роботи, безшумність, низька ціна, швидкість нагрівання рідини, адже це електричний кип'ятильник.

Електричний підігрівач встановлюється безпосередньо в сорочці охолодження блоку циліндрів або одному з патрубків системи охолодження.

Типовими функціями електричного підігрівача є:

- підігрів охолоджуючої рідини;
- підігрів повітря та обігрів салону;
- заряджання акумуляторної батареї.

Електричний підігрівач має наступний пристрій:

- електричний нагрівальний елемент потужністю до 3 кВт;
- електронний блок керування;
- модуль заряджання акумуляторної батареї.

Принцип роботи електричного підігрівача аналогічний описаному раніше. Основна відмінність у способі підігріву охолоджуючої рідини. Електричний підігрівач також забезпечує заряджання акумуляторної батареї, що є актуальним при експлуатації транспортного засобу в умовах низьких температур оточуючого середовища.

Провідними виробниками електричних підігрівачів є фірми Defa (модель WarmUp), Лідер (модель Северс), Calix (рис. 3.7) [9].



Рис. 3.7. Підігрівачі електричні: а) компанії Calix; б) компанії Defa; в) компанії "Лідер"

Слід зазначити, що зарубіжні системи розігріву ДВЗ з підігрівачами розраховані до роботи за температур не нижче -40°C . Однак найістотнішим недоліком всіх цих систем є те, що для отримання теплової енергії здійснюється процес згоряння палива, при цьому в автоматичному режимі він проводиться без контролю з боку власника транспортного засобу, що є небажаним з точки зору пожежної безпеки та надійності. Особливо суттєвий цей фактор для будівельних машин та сільськогосподарських тракторів, що працюють в умовах значного віддалення від основних баз та в яких передбачаються спеціальні спальні місця для відпочинку. Для таких машин крім вирішення проблеми передпускової підготовки двигуна необхідне рішення проблеми забезпечення температурного режиму кабіни [10].

Забезпечення вимог безпеки при експлуатації систем розігріву та підігріву можна досягти, використовуючи як джерело енергії пристрою, що накопичують теплоту протягом робочої зміни. При цьому, з точки зору економічності, найбільший інтерес викликають пристрої, що утилізують та акуму-

					КРМ.142.6221мз.04.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		46

люють непряму теплоту, що виділяється двигуном у процесі роботи. Такі пристрої одержали назву «теплові акумулятори» [4].

Тепловий акумулятор є рідкісним видом підпускового підігрівача, незважаючи на те, що має високу ефективність.

Система акумулювання теплової енергії виконує такі функції:

- накопичення теплової енергії;
- зберігання теплової енергії;
- використання енергії для підігріву охолоджуючої рідини;
- використання енергії для підігріву повітря та опалення салону.

У пристрої пропонується для підвищення теплоакумуючих властивостей системи охолодження використовувати термоізований бак з внутрішнім резервуаром, заповненим теплоакумуючою речовиною (наприклад LiNO_3 і т.д.) і змійовик. У внутрішньому резервуарі знаходиться електричний нагрівач. Трубопроводи підведення та відведення охолоджуючої рідини додатково під'єднані до змійовика та у зазори між стінками бака та внутрішнім резервуаром встановлений підігрівач масла, підключений до системи змащування. З метою попередження перегріву охолоджуючої рідини та масла внутрішній резервуар покривається термоізоляцією, якщо температура плавлення теплоакумуючих речовин вища за температуру кипіння рідини. Зв'язок трубопроводів підводу та відведення охолоджуючої рідини із системою рідинного охолодження здійснюється за допомогою триходових кранів.

Система працює в такий спосіб. Після зупинки двигуна внутрішнього згоряння рідина із системи охолодження та масло із системи перекачується насосами відповідно в термоізований бак та підігрівач масла, де вони тривалий час можуть перебувати в гарячому стані. Перед пуском двигуна гаряча рідина та нагріте масло повертаються у двигун, забезпечуючи його прогрів. При цьому для підвищення ефективності розігріву рідина пропускається через змійовик. Теплоакумуюча речовина підтримується у розплавленому стані електричним нагрівачем.

Основними недоліками описаної схеми є:

					КРМ.142.6221мз.04.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		47

- значні габарити теплового акумулятора;
- робота системи лише у режимі підігріву;
- низька надійність через велику кількість запірної арматури;
- можливість кипіння та пароутворення робочої рідини, оскільки її витрата не регулюється, а температура в теплоакумуляторі може досягати 250...300 °С;
- для забезпечення функціонування системи тепловий акумулятор повинен розташовуватися нижче за гідравлічний рівень двигуна, що не завжди можливо з умов компонування.

Крім того, в період заповнення системи рідиною в трубопроводах утворюватимуться повітряні пробки, видалення яких у системі передбачено не на всіх ділянках.

Разом з тим можна відзначити такі позитивні якості системи, як використання теплоти відпрацьованих газів, використання принципу термосифонної циркуляції рідини в системі, що не вимагає енергії на привід насоса.

Досить очевидно, що дана система вимагає досить потужного зовнішнього джерела енергії для приводу насосів і нагрівання теплоаккумулюючого матеріалу. Крім того, у цьому технічному рішенні не відображено питання, пов'язані з елементами віддачі теплоти безпосередньо до двигуна.

3.3 Висновок до розділу

Аналіз існуючих автономних систем передпускової теплової підготовки показує, що одним із найбільш перспективних напрямків у їх розробці є створення пристроїв, які використовують джерела енергії на основі теплових акумуляторів. Такі акумулятори ефективно утилізують вторинні енергоресурси, що дозволяє значно підвищити енергоефективність системи, зменшити витрати основного палива та знизити негативний вплив на навколишнє середовище. Подібні рішення сприяють підвищенню загальної екологічності та економічності автономних систем, що робить їх особливо актуальними для сучасних транспортних засобів і промислових установок.

					КРМ.142.6221мз.04.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		48

РОЗДІЛ 4

Розробка акумуляторів тепла для системи охолодження

4.1 Обґрунтування конструкторської розробки та теоретичний аналіз теплоакumuлюючих матеріалів

Запуск дизельних двигунів за умов низьких температур оточуючого середовища має особливості. Складність запуску залежить від наступних факторів: низька пускова частота обертання (важко забезпечити необхідну температуру в кінці такту стиснення), висока в'язкість моторного масла (важко провартати дизель стартером), велика щільність дизельного палива (утруднено сумішоутворення), слабкий заряд акумулятор), холодне повітря на всмоктуванні (не створюються умови самозаймання) [3].

Самозаймання дизельного палива в момент пуску дизеля залежить від тиску стиснення в циліндрі, температури в камері згоряння в кінці стиснення та надійного впорскування палива. Тиск стиснення залежить від конструктивних факторів, зокрема стану циліндропоршневої групи (ЦПГ); надійне упорскування палива залежить від стану паливоподаючої апаратури – від якості розпилювання палива форсункою і самого палива; температура в камері згоряння залежить від ступеня стиснення дизеля, стану системи охолодження, зокрема системи попереднього підігріву свіжого заряду.

Важливе значення при запуску холодного дизеля має напруга та ємність акумуляторної батареї. При зниженні температури навколишнього повітря значно знижуються її енергетичні можливості [11].

Для ліквідації негативного впливу низьких температур навколишнього повітря на запуск дизеля доцільно здійснювати його комплексну теплову підготовку шляхом акумулювання теплоти.

Теплове акумулювання – це процес накопичення теплоти в тепловому акумуляторі (ТА) шляхом фізичних або хімічних перетворень. Теплові акумулятори поділяються на три основні типи: з твердим наповнювачем, газові та фазові. У перших двох типах теплота накопичується за рахунок підвищення

					КРМ.142.6221мз.04.04.ПЗ.	Лист
						49
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

температури акумулюючого середовища. У фазових акумуляторах використовується прихована теплота фазового переходу, що забезпечує більшу ефективність. Енергоємність фазового теплового акумулятора визначається не стільки зміною температури, скільки зміною агрегатного стану матеріалу в середовищі акумулятора, який відбувається при сталій температурі під час фазового переходу.

При акумулюванні з урахуванням теплоти фазового переходу використовується прихована теплота плавлення, що дозволяє зберігати енергію шляхом повторюваних процесів плавлення і кристалізації акумулюючого середовища. Такі теплові акумулятори фазового переходу (ТАФП) функціонують завдяки періодичним змінам агрегатного стану матеріалу. Однак не всі фазові перетворення придатні для використання у ТАФП, оскільки ефективність їхньої роботи залежить від стабільності, температурного діапазону переходу та інших фізико-хімічних характеристик середовища.

З урахуванням аналізу наукових праць [12-14], спрямованих на дослідження фізичних основ акумулювання теплоти за допомогою фазових переходів, розроблені наступні вимоги до теплоакумулюючих матеріалів, що застосовуються в ТАФП:

- висока щільність та ентальпія плавлення;
- зручна температура плавлення з точки зору експлуатаційних умов;
- висока питома теплоємність у рідкій і твердій фазах (якщо використовується зміна внутрішньої енергії);
- температурна стабільність, тобто відсутність тенденцій до розшарування;
- відсутність значного переохолодження при кристалізації;
- незначна зміна об'єму під час плавлення (відношення щільності рідкої фази до твердої щільності становить близько 1);
- низька хімічна активність;
- безпека;
- стабільні фізико-хімічних властивості в діапазоні робочих температур;

- відносно низька вартість.

Виходячи із перелічених вимог, для теплового акумулювання із використанням теплоти фазового переходу найбільш перспективними є наступні чисті речовини: кристалогідрати неорганічних солей; органічні речовини; солі.

Найперспективнішими теплоакумулюючими речовинами визнано солі неорганічних кислот. Властивості солей визначаються іонним характером зв'язків як у рідкому, і у твердому стані. Серед солей можуть бути знайдені речовини, що плавляться за кімнатної температури і нижче [14].

Більшість солей з низькими температурами плавлення мають вузьку область рідкого стану та активно взаємодіють із вологою повітря. Однак існує величезна кількість солей, що мають і більш високу температуру плавлення.

В табл. 4.1 наведено теплофізичні характеристики солей, які є придатними для акумулювання теплової енергії за рахунок використання теплоти фазового переходу.

Таблиця 4.1. Теплофізичні характеристики солей, придатних для акумулювання теплової енергії з використанням теплоти фазового переходу

Хімічна формула солі	Температура плавлення, $T_{пл}, ^\circ\text{C}$	щільність, $\text{кг}/\text{м}^3$		Питома теплота фазового переходу, $\Delta h_{пл}, \text{кДж}/\text{г}$	Питома теплоємність, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$		Теплопровідність, $\lambda_{тв}, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$	Зміна об'єму при плавленні, $\Delta V, \%$
		$\rho_{тв}$	$\rho_{ж}$		$C_{тв}$	$C_{ж}$		
LiNO_3	253	2311	1777	531	2,026	2,05	1,36	23,2
Li_2NO_3	725	2115	1814	668	1,321	—	1,46	14,5
$\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}$	739	2301	2631	531	1,751	1,78	—	14,4
LiF	847	2291	—	1051	1,621	—	—	—
NaCl	802	2166	1625	518	0,854	—	—	25,1
KCl	771	1986	1643	361	0,692	—	6,96	17,4
CaCl_2	781	2505	2482	257	0,651	—	—	0,91

З аналізу табл. 4.1 випливає, що при використанні теплоакумулюючого матеріалу (ТАМ) солей необхідно враховувати великі збільшення об'єму при

плавленні (до 25 %). Крім того, солі мають порівняно високу питому теплоту плавлення та невисоку теплопровідність.

Враховуючи вищеназвані властивості, в частоті ТАМ рекомендується використовувати нітрати як найбільш легкоплавкі і стійкі на повітрі солі. Однак при їх використанні необхідно враховувати їхню вибухонебезпечність. Також можливе застосування сульфатів та галогенів, як найбільш освоєних у промисловості.

Однак у більшості випадків як ТАМ вигідніше використовувати не чисті солі, а їхні різні суміші. При акумулюванні з використанням теплоти фазового переходу бінарні системи мають деякі переваги:

- точка плавлення може виявитися більш прийнятною для певних умов;
- високі щільності енергії, що запасається можуть бути досягнуті навіть при низьких температурах;
- дорогі речовини з хорошими теплоакумулюючими властивостями можуть бути використані в суміші з дешевими, при цьому теплова ємність залишається майже незмінною.

Аналізуючи результати розрахунково-теоретичного дослідження теплоакумулюючих матеріалів академіка Б.Ф. Маркова («Теорія термодинаміки розчинів») з урахуванням рекомендацій вибирається той ТАМ, який має: найбільшу щільність теплоти, що акумулюється; найбільш високими теплообмінними властивостями; підвищеною безпекою. Нами обраний октагідрат гідроксиду барію, оскільки він має найвищий коефіцієнт теплопровідності як у твердому ($\lambda_{\text{тв}} = 0,71 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$), так і в рідкому ($\lambda_{\text{ж}} = 0,62 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$) станах.

4.2 Устрій теплоакумулятора фазового переходу

Розглянемо устрій теплоакумулятора фазового переходу (ТАФП) який зображено на рис. 4.1. Теплоакумулятор фазового переходу складається із зовнішнього 1 і внутрішнього корпусів 3, між якими розташовується шар теплової ізоляції 2. У теплоакумулюючій порожнині розташований спіральний теплообмінник 4, оточений ТАМом 5. Теплообмінник має вхідний і вихідний

					КРМ.142.6221мз.04.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		52

патрубки. Корпуси 1 та 3 виконані зі сталі, а теплообмінник 4 – із міді. У якості ТАМ 5 застосовується октагідрат гідрооксиду барію $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$. Теплова ізоляція виконана із зв'язаного порошкового азбесту.

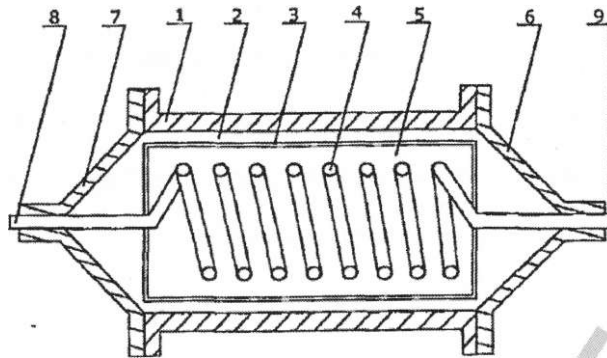


Рис. 4.1. Принципова схема теплового акумулятора фазового переходу:
1 – зовнішній корпус; 2 – тепла ізоляція; 3 – внутрішній корпус; 4 – трубний спіральний теплообмінник; 5 – ТАМ; 6,7 – кришки корпусу; 8,9 – вхідний та вихідний патрубки

Зображений рис. 4.1 ТАФП функціонує за схемою, представленою на рис. 4.2.

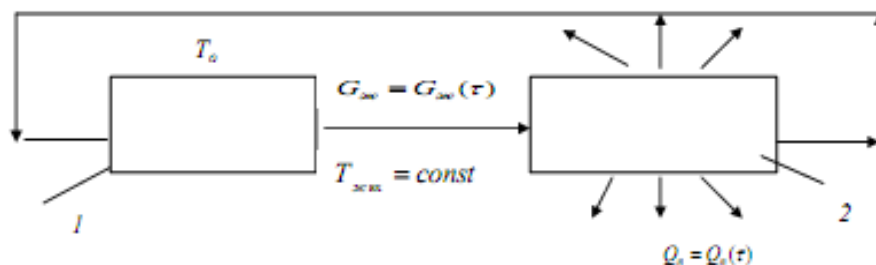


Рис. 4.2. Принципова схема роботи системи «дизель - тепловий акумулятор фазового переходу» під час процесу накопичення теплової енергії:

- 1 – двигун внутрішнього згоряння;
2 – тепловий акумулятор фазового переходу

При роботі дизеля 1 за умов температури навколишнього середовища T_0 потік охолоджуючої рідини (ОР) зі змінною в часі масовою витратою $G_{\text{ж}} = G_{\text{ж}}(t)$ і постійною температурою входу $T_{\text{жвх}} = \text{const}$ надходить до ТАФП 2, де передає частину своєї теплоти і з параметрами $G_{\text{ж}} = G_{\text{ж}}(t)$ і $T_{\text{жвх}} = T_{\text{жвх}}(t)$ знову надходить у ДВЗ 1, де $T_{\text{жвх}}$ – температура ОР на виході з ТАФП. У процесі

заряджання ТАФП частина утилізованої енергії розсіюється у навколишньому середовищі із змінною у часі інтенсивністю $Q_{\text{п}} = Q_{\text{п}}(t)$.

Накопичення ТАФП теплоти відбувається за рахунок плавлення фазоперехідного ТАМа 5 (рис. 4.2), коли по трубному теплообміннику 4 проходить потік ОР. Шар теплової ізоляції 2 перешкоджає інтенсивному теплообміну ТАМу із навколишнім середовищем.

4.3 Методика заряджання, зберігання теплової енергії в міжзмінний період та розряджання теплового акумулятора в період холодного пуску дизеля

В загальному вигляді система охолодження дизеля (рис. 4.2) складається із внутрішнього контуру (рідинний насос 20; магістраль підведення охолоджуючої рідини до сорочки охолодження дизеля 14; сорочка охолодження головки блоку дизеля 12) і зовнішнього контуру (рідинний насос 20; магістраль підведення охолодженої рідини до сорочки охолодження дизеля 14; нижній розширювальний бачок радіатора 24; нижній сполучний патрубок 22) системи охолодження. Ланцюг теплового акумулятора вбудований у внутрішній контур системи охолодження.

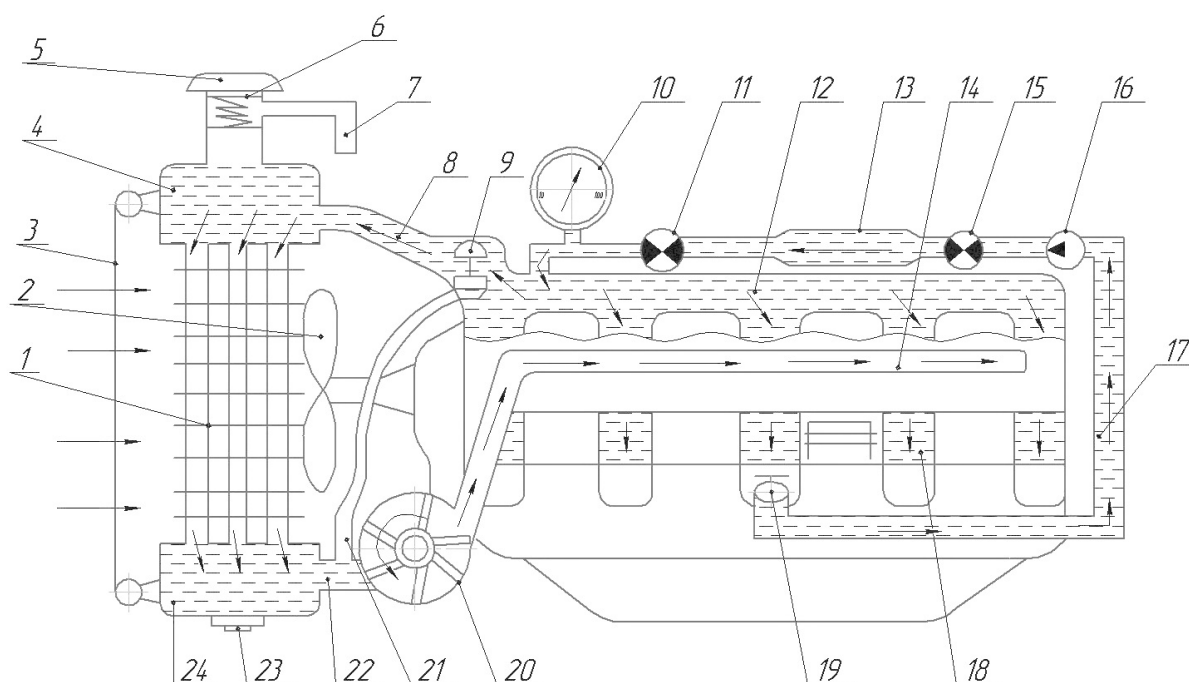


Рис. 4.2. Схема системи охолодження з ТАФП

Забір охолоджуючої рідини буде здійснюватися електронасосом 16 через зливний кран 19, встановлений в сорочці охолодження блоку циліндрів дизеля 18. ОР надходить через магістраль 17, запірний кран 15 і надходить в ТАФП 13. Потім через запірний кран 11 і датчик ОР надходить у сорочку охолодження головки блоку дизеля 12. Таким чином, прогрівається насамперед головка блоку циліндрів, в якій знаходиться камера згоряння.

Конструкція розробленої системи передпускової теплової підготовки дизеля дозволяє експлуатувати її у трьох режимах:

- 1 – режим зарядки;
- 2 – режим зберігання;
- 3 – режим розрядки ТАФП (режим теплової підготовки дизеля).

Зарядка ТАФП здійснюється у процесі виконання транспортним засобом транспортної чи іншої роботи.

У процесі роботи дизеля крани 11 15 відкриті, насос 16 не працює. Охолоджувальна рідина з температурою не менше 85...90 °С під дією рідинного насоса 20 надходить як в радіатор охолодження 1 зовнішнього контуру системи охолодження, так і у внутрішній контур системи, а значить і в ТАФП 13. Теплоакumuлюючий матеріал, що знаходиться в ньому, нагрівається в твердій фазі до температури плавлення 78 °С, плавиться, а потім нагрівається до рівноважної температури в рідкій фазі. Завдяки цьому забезпечується заряджання ТАФП.

Зберігання накопиченої теплової енергії здійснюється під час міжмінної стоянки транспортного засобу на відкритому майданчику за умов низьких температур навколишнього повітря.

Дизель не працює, в обох контурах системи охолодження відсутня течія рідини. При цьому в системі охолодження перебуває у робочому стані внутрішній контур. В цьому випадку для зменшення теплових втрат внаслідок саморозрядження ТАФП 13 крани 11 і 15 повинні бути закриті.

Розрядка проводиться перед пуском дизеля з метою здійснення передпускової теплової підготовки в умовах низьких температур.

					КРМ.142.6221мз.04.04.ПЗ.	Лист
						55
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Після відкриття кранів 11 і 15 включається електронасос 16, під дією якого потік охолоджувальної рідини із сорочки охолодження блоку циліндрів дизеля 18 надходить у магістраль 17 і тепловий акумулятор 13, а потім в охолодження головки блоку 12, тобто у внутрішній контур "тепловий акумулятор-дизель". Оскільки температура охолоджуючої рідини менше температури початку спрацьовування термостата 9, то великий контур охолодження не працює, в радіаторі циркуляції не відбувається: прихована теплота кристалізації ТАМа, що виділяється в ТАФП 13, потоком рідкого теплоносія переноситься в малий контур і підігріває сорочку охолодження дизеля. Завдяки цьому забезпечується розрядка ТАФП, тобто віддача теплоти охолоджуючій рідині.

4.4 Розрахунок параметрів системи охолодження з урахуванням модернізації

Розрахунок системи охолодження із встановленим теплоакумулятором фазового переходу (рис. 4.2) буде зводитись до отримання часу, необхідного для теплової підготовки двигуна Д-245.

Введемо такі припущення:

1. Охолоджувальна рідина (у нашому випадку ТОСОЛ-А40М) подаватиметься в теплоакумулятор електричним насосом порційно;
2. Кількість теплоти Q , що передається охолоджувальною рідиною $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$ і навпаки, для розрахунків приймемо однаковим, без урахування втрат у трубці теплоакумулятора;
3. Швидкість потоку в трубці теплоакумулятора постійна по всій довжині.

Кількість порцій охолоджуючої рідини, що пройшли через ТАФП, знайдемо з виразу:

$$n = M_{\text{ож}} / m_{\text{ож}}, \quad (4.1)$$

де $M_{\text{ож}}$ – маса охолоджуючої рідини в малому колі системі охолодження двигуна Д-245, кг. Для розрахунків приймаємо $M_{\text{ож}} = 6$ кг;

$m_{\text{ож}}$ – маса охолоджуючої рідини в ТАФП (1-ої порції), кг.

					КРМ.142.6221МЗ.04.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		56

У свою чергу, $m_{\text{ож}}$ розраховується за формулою:

$$m_{\text{ож}} = \pi \cdot R^2 \cdot l \cdot \rho, \quad (4.2)$$

де $\pi = 3,14$;

R – внутрішній радіус трубки теплообмінника, м. $R = 7,5 \text{ мм} = 0,0075 \text{ м}$;

l – довжина трубки теплообмінника, м

$$l = n \cdot \sqrt{(2\pi \cdot R)^2 + h^2}, \quad (4.3)$$

де n – кількість витків. Приймаємо $n = 10$.

h – крок витка, м. $h = 19 \text{ мм} = 0,019 \text{ м}$.

$$l = 10 \cdot \sqrt{(2\pi \cdot 0,0075)^2 + 0,019^2} = 2,96 \text{ м}.$$

ρ – щільність охолоджуючої рідини. Для ТОСОЛ-А40М $\rho = 1070 \text{ кг/м}^3$.

$$m_{\text{ож}} = 3,14 \cdot 0,00752 \cdot 2,96 \cdot 1070 = 0,548 \text{ кг}.$$

$$n = 6 / 0,548 = 10,95 \text{ порцій}.$$

Далі з основних розрахунків кінематики та динаміки рідини знайдемо час на нагрівання 1-ої порції охолоджуючої рідини. За вихідне приймемо рівняння витрата потоку:

$$q = V / T, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.5)$$

де q – продуктивність електричного підкачуючого насоса з функцією пасивного обертання, $\text{м}^3/\text{с}$. Його максимальна продуктивність при тиску 44...56 кПа дорівнює 100 л/год. З урахуванням низької температури навколишнього повітря та впливу різних факторів, для розрахунків приймемо продуктивність насоса 50 л/год або $1,39 \times 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$.

V – об'єм охолоджуючої рідини в трубці теплоаккумулятора (порції), м^3 .

У свою чергу V знаходиться за такою залежністю:

$$V = m / \rho, \text{ м}^3 \quad (4.6)$$

$$V = 0,548 / 1070 = 5,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

T – час, необхідний на нагрівання 1-ої порції охолоджуючої рідини, с.

За допомогою нескладних математичних перетворень з (4.12) можна виразити шуканий час t :

$$T = V / q, \text{ с} \quad (4.7)$$

					КРМ.142.6221МЗ.04.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		57

$$T = 5,1 \cdot 10^{-4} / 1,39 \cdot 10^{-5} = 36,7 \text{ с.}$$

Кількість теплоти, яке віддає $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$ охолоджуючій рідини, знайдемо за формулою:

$$Q_6 = m_6 \cdot C_{p.m} \cdot t_6, \quad (4.8)$$

де m_6 – маса $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$, кг. $m_6 = 3,8$ кг;

$C_{p.m}$ – масова теплоємність $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$. $C_{p.m} = 7565 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

t_6 – температура розплавленого $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$. $t_6 = 78 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$Q_6 = 3,8 \cdot 7565 \cdot 78 = 2242282,51 \text{ Дж.}$$

З припущення 2 випливає, що $Q_6 = Q_{\text{ож}} = 2242282,51 \text{ Дж}$. З урахуванням часу знаходження порції охолоджуючої рідини в трубці теплообмінника $T = 36,7 \text{ с}$, знайдемо температуру t_2 , на яку прогріється 6 кг ТОСОЛУ за один прохід через ТАФП:

$$Q_{\text{ож}} = m_{\text{ож}} \cdot C_{p.m} \cdot (t_2 - t_1) \cdot T, \quad (4.9)$$

де $m_{\text{ож}}$ – маса порції ТОСОЛУ в трубці, кг. $m_{\text{ож}} = 0,548$ кг;

$C_{p.m}$ – масова теплоємність ТОСОЛУ, Дж/(кг·К). $C_{p.m} = 3800 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

t_2 – температура на виході з ТАФП, $^\circ\text{C}$;

t_1 – температура на вході в ТАФП, $^\circ\text{C}$;

Виразимо з (4.9) температуру t_2 :

$$Q_{\text{ож}} = m_{\text{ож}} \cdot C_{p.m} \cdot t_2 \cdot T = m_{\text{ож}} \cdot C_{p.m} \cdot t_1 \cdot T, \quad (4.10)$$

$$Q_{\text{ож}} + m_{\text{ож}} \cdot C_{p.m} \cdot t_1 \cdot T = m_{\text{ож}} \cdot C_{p.m} \cdot t_2 \cdot T, \quad (4.11)$$

$$t_2 = \frac{Q_{\text{ож}} + m_{\text{ож}} \cdot C_{p.m} \cdot t_1 \cdot T}{m_{\text{ож}} \cdot C_{p.m} \cdot T} \quad (4.12)$$

$$t_2 = \frac{2242282,51 - 0,548 \cdot 3800 \cdot 25 \cdot 36,7}{0,548 \cdot 3800 \cdot 36,7} = 4,34^\circ\text{C}$$

Знаючи температури на вході та виході з теплоаккумулятора, можемо знайти Δt :

$$\Delta t = t_2 - t_1, ^\circ\text{C}, \quad (4.13)$$

$$\Delta t = 4,34 - (-25) = 29,34^\circ\text{C}.$$

					КРМ.142.6221МЗ.04.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		58

Для нормального запуску двигуна температура у системі охолодження має бути близько 70 °С. З урахуванням втрат на нагрівання металевих частин 5...12 %, приймаємо її рівним 68 °С. З (4.14) знайдемо показник a , що характеризує відношення теоретичної температури, необхідної для нагрівання ОР від –25 до 68 °С, до різниці температур Δt :

$$a = \frac{93}{\Delta t}, \quad (4.14)$$

$$a = \frac{93}{29,34} = 3,17.$$

Час ϑ , необхідний на нагрівання 10,95 порцій ОР, знайдемо за формулою:

$$\vartheta = n \cdot T, \text{ с}, \quad (4.15)$$

$$\vartheta = 10,95 \cdot 36,7 = 401,865 \text{ с}.$$

Час на нагрівання системи охолодження дизеля Д-245 до температури 68 °С:

$$\tau = a \cdot \vartheta, \text{ с} \quad (4.16)$$

$$\tau = 3,17 \cdot 401,865 = 1272,39 \text{ або } 21,2 \text{ хв}.$$

Аналогічно наведеним вище розрахункам визначимо максимальну температуру, на яку зможе прогрітися охолоджуюча рідина системи охолодження при різних значеннях температури навколишнього середовища. Отримані результати представлені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Максимальна температура, на яку зможе прогрітися охолоджуюча рідина системи охолодження при різних значеннях температури оточуючого середовища

Температура оточуючого середовища, t_1 °С	Час на нагрівання системи охолодження до 68 °С, хв.
–25	21,20
–20	18,14
–15	15,80
–10	14,07

-5	12,62
0	11,46

За даними табл. 4.2. побудовано графік залежності (рис. 4.3) часу прогріву охолоджуючої рідини в системі охолодження в залежності від температури оточуючого середовища.

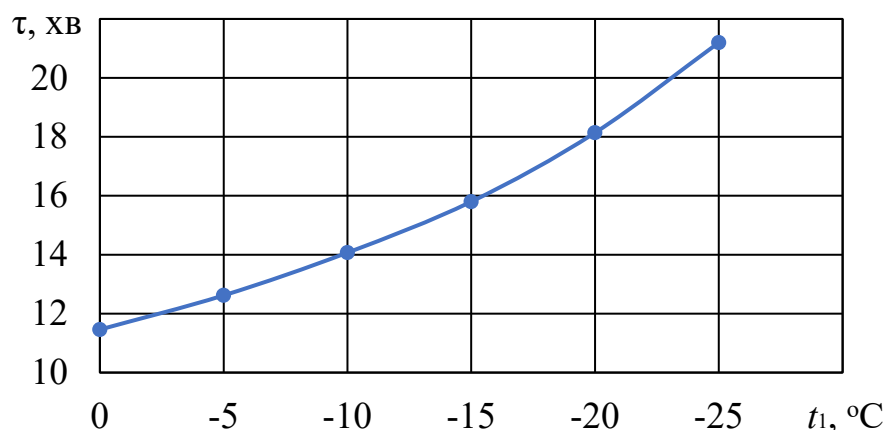


Рис. 4.3. Залежність часу прогріву охолоджуючої рідини від температури оточуючого середовища

Аналізуючи дані табл. 4.2 і рис. 4.3, бачимо, що з використання ТАФП при температурі навколишнього середовища $-25\text{ }^\circ\text{C}$ для ефективної теплової підготовки двигуна необхідно витратити 21,2 хв. В реальності в середньому від 30 хв до 1 години. Зі зменшенням температури – зменшується і час підготовки і при нулі становитиме 11,46 °C.

4.5 Висновок до розділу

1. Для передпускової підготовки двигунів транспортних засобів в умовах мінусових температури навколишнього середовища оптимальним є використання теплоти, акумульованої за допомогою фазових переходів першого роду. Теоретично обґрунтований вибір бінарних сольових систем в якості теплоакумуючих матеріалів. При холодному пуску двигунів транспортних засобів як теплоакумуючий матеріал можливе використання октагідрату гідрооксиду барію $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$ з температурою плавлення $78\text{ }^\circ\text{C}$;

2. Розглянуто процеси заряджання теплового акумулятора фазового переходу, зберігання теплоти в міжзмінний період та його розрядки під час пуску двигунів транспортних засобів в умовах мінусових температур атмосферного середовища.

3. На підставі проведених розрахунків можна рекомендувати здійснювати пуск дизеля при температурі ОР, попередньо прогрітій до 55...70 °С, але робити це припустимо при температурах навколишнього середовища не нижче від –25 °С. Час теплової підготовки дизеля до прийняття навантаження становитиме 20...25 хв. У нашому випадку при мінус 25 °С – 21,2 хв.

					КРМ.142.6221МЗ.04.04.ПЗ.	Лист
						61
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

Економічне обґрунтування модернізації системи охолодження двигуна типу Д-245

5.1 Обґрунтування доцільності модернізації системи охолодження

Модернізація системи охолодження двигуна типу Д-245 є важливим кроком для підвищення ефективності його роботи, довговічності та зниження експлуатаційних витрат. Оптимізація тепловіддачі дозволяє зменшити теплові втрати, що сприяє підвищенню коефіцієнта корисної дії і зниженню витрат на паливо. Завдяки використанню сучасних матеріалів та компонентів знижується зношування деталей, зменшується частота ремонтів і забезпечується стабільна робота двигуна в різних умовах. Рівномірний розподіл температурного навантаження зменшує ризик перегріву та механічних пошкоджень, що продовжує строк служби двигуна.

Надійність оновленої системи охолодження мінімізує простої техніки, що важливо для безперервності виробничих процесів. Додатковою перевагою є зниження викидів шкідливих речовин, що дозволяє відповідати сучасним екологічним стандартам. Початкові інвестиції в модернізацію, включаючи витрати на придбання нових компонентів та їх монтаж, швидко окупаються за рахунок економії палива, зменшення витрат на технічне обслуговування та ремонти. За попередніми розрахунками, термін окупності становить приблизно 1–2 роки залежно від умов експлуатації.

Загалом модернізація системи охолодження забезпечує суттєве покращення технічних та економічних показників роботи двигуна, підвищує його надійність та конкурентоспроможність..

Для оцінки економічного ефекту від впровадження двигуна з удосконаленою системою охолодження використовується порівняння з двигуном, обладнаним стандартною системою охолодження.

					КРМ.142.6221мз.04.05.ПЗ.	Лист
						62
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Згідно даним Українського Гідрометцентру значення середньодобової температури по зимових місяцях для Миколаївської області лежать в діапазоні від -5 до $+3$ °C (рис. 5.1).

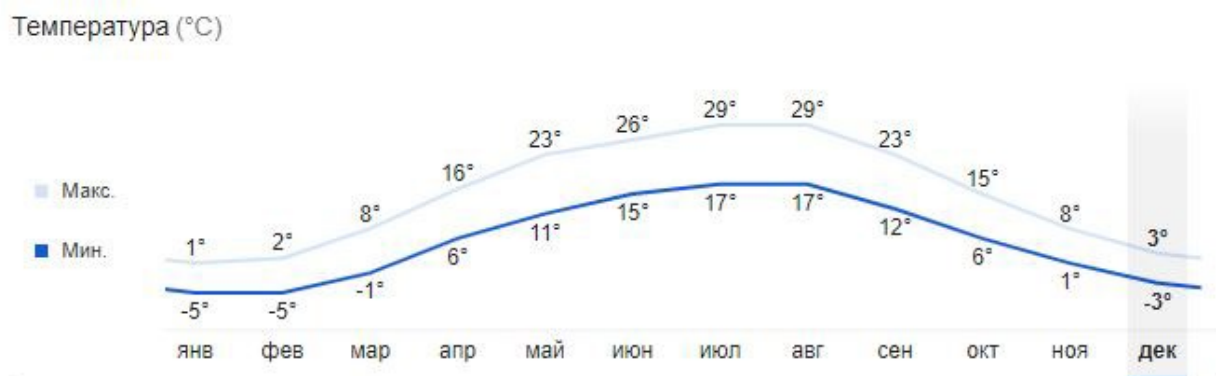


Рис. 5.1. Середньодобова температура для Миколаївської області

Економічний ефект від застосування двигуна із системою охолодження з теплоаккумулятором фазового переходу у порівнянні зі звичайним двигуном перш за все буде спостерігатися через зменшення часу прогріву двигуна і відповідно витрати дизельного палива на передпускову підготовку.

Так, згідно розрахунків, виконаних в 4 розділі, прогрів двигуна до робочої температури при температурі оточуючого середовища 0 °C становить 11 хв., при температурі -5 °C – близько 13 хв. Застосування для потреб прогріву теплоаккумуляторів фазового переходу не потребує додаткових затрат теплової енергії. Таким чином час передпускової підготовки скорочується, а витрати на її проведення дорівнюють нулю. За таких же температур час прогріву двигуна до робочої температури становить 10 і 20 хв. відповідно.

За 10 хв. роботи на режимі холостого ходу двигун Д-245 витратить 0,1 кг дизельного пального. На прогрів двигуна в грудні і березні (44 робочих дня) буде витрачено 4,4 кг палива. В січні і лютому (43 робочих дня) – 8,6 кг палива. Сумарно за рік в період низьких температур на прогрів двигуна буде втрачено 13 л дизельного пального, або приблизно 400 грн. Визначена таким чином сума є річним економічним ефектом у споживача від використання двигуна із запропонованою системою охолодження. За такої суми економічного ефекту не може йти мова про термін окупності проекту, оскільки обладнання системи

охолодження додатковим обладнанням, таким як теплоаккумулятори фазового переходу потребує значних фінансових вкладень.

5.2 Висновок до розділу

У цьому розділі виконано проведення порівняння річних витрат на експлуатацію двигуна типу Д-245 із модернізованою системою охолодження. Визначено економічний ефект, який досягається завдяки зниженню поточних витрат споживача порівняно з аналогічним двигуном, оснащеним стандартною системою охолодження. Основним фактором економії є зменшення витрат на паливо завдяки підвищенню ефективності тепловіддачі та оптимізації роботи двигуна.

Річний економічний ефект також зростає за умов експлуатації двигуна з удосконаленою системою охолодження в регіонах із низькими температурами навколишнього середовища. У таких умовах покращується стабільність роботи двигуна, знижуються втрати енергії, а також скорочуються витрати на обслуговування системи охолодження. Таким чином, запропонована модернізація забезпечує не лише економічну доцільність, але й розширює можливості ефективного використання двигуна в складних кліматичних умовах.

РОЗДІЛ 6

Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища

6.1 Охорона праці

Охорона праці є однією з ключових складових забезпечення безпечних і комфортних умов роботи, що сприяє збереженню здоров'я працівників та підвищенню ефективності виробничих процесів. Система охорони праці охоплює комплекс організаційних, технічних, правових та санітарно-гігієнічних заходів, спрямованих на попередження травматизму, професійних захворювань і аварій на підприємстві.

У цьому розділі розглядаються основні аспекти охорони праці, пов'язані з функціонуванням і експлуатацією технічних систем, зокрема двигунів внутрішнього згоряння. Особливу увагу приділено питанням дотримання нормативних вимог, забезпечення безпеки під час роботи з обладнанням, а також оцінці потенційних ризиків для здоров'я працівників.

Мета розділу – проаналізувати існуючі заходи з охорони праці та розробити рекомендації щодо вдосконалення умов роботи, що дозволить знизити вплив небезпечних і шкідливих факторів на працівників та підвищити загальну продуктивність праці..

6.1.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, які впливають на персонал, що обслуговує дизельні двигуни, є важливим етапом у забезпеченні безпечних умов праці. Робота з дизельними двигунами пов'язана з низкою факторів, які можуть становити загрозу для здоров'я і життя працівників, якщо не дотримуватися відповідних заходів захисту.

Одним із головних небезпечних факторів є висока температура робочих поверхонь двигуна, системи охолодження та випускної системи. Контакт з

					КРМ.142.6221мз.04.06.ПЗ.	Лист
						65
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

нагрітими елементами може призвести до термічних опіків. Цей ризик збільшується під час проведення ремонтних робіт або при несправностях системи охолодження, коли температура поверхонь двигуна значно перевищує норму.

Шум і вібрація, що створюються під час роботи дизельного двигуна, є ще одним серйозним виробничим фактором. Постійний вплив шуму високої інтенсивності може призводити до зниження слуху, підвищення втомлюваності та негативного впливу на центральну нервову систему. Вібрація, яка передається через руки або все тіло, може спричинити професійні захворювання, такі як вібраційна хвороба, порушення роботи опорно-рухового апарату та серцево-судинної системи.

До шкідливих факторів належить також вплив токсичних речовин, які утворюються в результаті згоряння палива. Вихлопні гази дизельних двигунів містять оксиди азоту, вуглекислий газ, чадний газ, сажу та інші шкідливі речовини, які можуть спричиняти захворювання дихальної системи, алергічні реакції та загальну інтоксикацію організму. Особливо небезпечними є роботи в закритих приміщеннях або недостатньо провітрюваних зонах, де концентрація токсичних речовин значно підвищується.

Фізичне навантаження також становить значний ризик для працівників. Під час технічного обслуговування або ремонту дизеля персонал виконує роботи, що вимагають значних фізичних зусиль, часто у незручних позах, що може призводити до травмування, розтягнень м'язів та проблем із хребтом.

Електрична безпека виникає при роботі з електричними компонентами двигуна або діагностичним обладнанням. Несправність електропроводки, порушення ізоляції або необережне поводження з електричними приладами можуть стати причиною ураження електричним струмом.

Крім того, підвищений рівень стресу є супутнім фактором у роботі з дизельними двигунами, особливо в умовах аварійних ситуацій або високої відповідальності за своєчасне виконання ремонтних робіт. Постійний стрес може спричинити емоційне виснаження, зниження концентрації та підвищення ризику виробничих травм.

					КРМ.142.6221мз.04.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		66

Усі ці фактори потребують детального аналізу та впровадження ефективних заходів щодо їх мінімізації. Забезпечення працівників засобами індивідуального захисту, організація належної вентиляції, розробка ергономічних робочих місць, дотримання правил електробезпеки, а також регулярне навчання персоналу щодо запобігання ризикам є необхідними кроками для підвищення безпеки праці. Впровадження таких заходів дозволить не лише знизити рівень виробничих ризиків, а й покращити загальну ефективність роботи персоналу.

6.1.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації в підкопотному просторі транспортного засобу

Рівень шуму створюваний двигуном Д-245 визначається за формулою:

$$L = 54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right), \text{ дБ},$$

де n_n – номінальна частота обертання колінчатого валу, $n_n = 2400 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання колінчатого валу, хв^{-1} . Приймаємо $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$;

Ne – номінальна потужність двигуна, $Ne = 110 \text{ кВт}$.

$$L = 54 + 10 \cdot \lg(2400 + 110^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{2000}{2400}\right) = 85,5.$$

Рівень шуму відповідає допустимим нормам. Для зменшення аеродинамічного шуму, що генерується двигуном, застосовуються глушники різних конструкцій. Використання таких глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10–12 дБ.

Для зменшення повітряного шуму, що випромінюється зовнішніми поверхнями двигуна, застосовуються звукоізоляційні кожухи або бокси. Вони дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10–15 дБ, а в окремих випадках забезпечують додаткове зниження до 20 дБ і більше.

Для зменшення механічного шуму необхідно мінімізувати зазори між деталями та вузлами, використовувати конструкції, виготовлені з матеріалів із

високим внутрішнім тертям, а також застосовувати шумопоглинальні покриття.

Рівень вібрації для двигуна Д-245 визначається за формулою:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{ дБ}$$

де m – маса двигуна, кг. Приймаємо з паспортних даних $m = 460$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{2400 \cdot 110^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 110}{460} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{460}{110}} + 30 \lg \left(\frac{2000}{2400} \right) \right) = 82,9 \text{ дБ}$$

Для зниження рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено такі заходи: підбір поршнів і шатунів відповідно до вагових груп, використання маховика для компенсації сил інерції, а також урівноваження неврівноважених мас за допомогою противаг. Ці заходи спрямовані на забезпечення більш плавної та стабільної роботи двигуна.

6.1.3 Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Зменшення шуму та вібрації, що виникають під час роботи двигунів, є важливим аспектом забезпечення комфорту, безпеки та надійності експлуатації техніки. Шум і вібрація не лише впливають на здоров'я персоналу, але й можуть негативно позначатися на довговічності конструкції та ефективності роботи обладнання. Для мінімізації цих негативних явищ впроваджуються комплексні технічні й організаційні заходи.

Основними джерелами шуму в двигунах є аеродинамічні процеси, механічні коливання та випромінювання шуму зовнішніми поверхнями. Для їх зниження застосовуються такі заходи:

Для зменшення аеродинамічного шуму, що генерується під час роботи випускної системи двигуна, використовуються глушники різних конструкцій.

					КРМ.142.6221МЗ.04.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		68

Вони дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10–12 дБ, завдяки оптимізації напрямку і швидкості потоку вихлопних газів.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються спеціальні звукоізоляційні матеріали, кожухи та бокси. Такі рішення дозволяють зменшити рівень шуму на 10–15 дБ, а в деяких випадках — до 20 дБ і більше.

Покриття, виготовлені з матеріалів із високими шумопоглинальними властивостями, наносяться на зовнішні поверхні двигуна і його елементів. Це дозволяє додатково знизити рівень шуму, особливо в діапазоні середніх і високих частот.

Вібрація виникає через нерівномірний розподіл мас, механічну неврівноваженість та динамічні навантаження під час роботи двигуна. Для її зменшення застосовуються такі підходи:

З метою зниження вібраційних навантажень проводиться точний підбір поршнів і шатунів відповідно до вагових груп. Це забезпечує рівномірний розподіл мас у вузлах двигуна.

Маховик дозволяє компенсувати сили інерції, що виникають під час роботи двигуна, сприяючи зменшенню вібрації та покращенню плавності його роботи.

У конструкції двигуна передбачено застосування противаг, які компенсують неврівноважені маси та знижують вібраційні коливання. Це особливо актуально для багатociліндрових двигунів, де динамічне урівноваження є важливим фактором.

Для поглинання вібраційних коливань застосовуються елементи, виготовлені з матеріалів із високими демпфуючими властивостями. Це знижує передачу вібрацій на раму та інші конструктивні елементи.

Для зменшення передачі вібрацій на опорні елементи застосовуються еластичні демпфуючі вставки, спеціальні кріплення та амортизатори. Такий підхід забезпечує ізоляцію вібрацій та підвищує комфорт роботи з двигуном.

Зниження шуму та вібрації досягається не лише завдяки технічним рішенням, але й за рахунок належного обслуговування двигунів. Регулярне регулювання механізмів, дотримання нормативів щодо монтажу та експлуатації обладнання, а також контроль за станом з'єднань і вузлів є важливими аспектами забезпечення мінімального рівня шуму і вібрацій. Комплексна реалізація цих заходів дозволяє створити комфортні умови для роботи персоналу, підвищити довговічність обладнання та зменшити негативний вплив на навколишнє середовище.

6.1.4 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал

Під час роботи з обладнанням, таким як дизельні двигуни, працівники можуть зазнавати впливу високих температур, шуму, вібрації, токсичних речовин, фізичних перевантажень і інших шкідливих факторів. Для мінімізації цих ризиків необхідний комплексний підхід, що включає технічні, організаційні та санітарно-гігієнічні заходи.

Один із першочергових напрямків – забезпечення надійного захисту персоналу від впливу високих температур, що виникають під час роботи двигуна. Для цього застосовуються теплоізоляційні матеріали на поверхнях, які нагріваються, а також використовуються захисні кожухи. Робочі місця оснащуються системами вентиляції та кондиціонування, які сприяють підтриманню комфортної температури у приміщеннях.

Для зниження впливу шуму і вібрації, які є невід'ємними супутниками роботи двигунів, впроваджуються звукоізоляційні та антивібраційні технології. Використання глушників і звукоізоляційних кожухів значно зменшує рівень шуму, а застосування демпфуючих матеріалів та амортизаційних підкладок на вузлах і кріпленнях допомагає мінімізувати передачу вібрацій на робочі поверхні. Окрім того, на виробництві проводяться регулярні заміри рівня шуму і вібрації, що дозволяє своєчасно виявляти й усувати проблемні ділянки.

					КРМ.142.6221мз.04.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		70

Важливим аспектом є захист персоналу від токсичних речовин, які утворюються під час роботи дизельних двигунів. Організація ефективної вентиляції у виробничих приміщеннях дозволяє знижувати концентрацію шкідливих газів у повітрі. Використання фільтрів і каталізаторів у випускних системах двигунів зменшує кількість токсичних викидів. Для додаткового захисту працівники забезпечуються засобами індивідуального захисту, такими як респіратори або маски.

Ще одним важливим напрямком є організація ергономічних робочих місць, які мінімізують фізичні навантаження на працівників. Використання підйомного обладнання та інструментів із зручними рукоятками зменшує навантаження на м'язово-скелетну систему. Крім того, впровадження автоматизованих систем для діагностики та обслуговування двигунів дозволяє зменшити необхідність виконання важких фізичних робіт.

Регулярне навчання персоналу також є важливим заходом. Працівники проходять інструктажі з охорони праці, навчаються користуванню засобами індивідуального захисту, а також правилам роботи з небезпечним обладнанням. Висока обізнаність персоналу про потенційні ризики сприяє більш безпечному виконанню робіт.

Усі заходи мають бути підкріплені нормативно-правовими документами, які регламентують безпечну експлуатацію обладнання. Регулярний аудит стану охорони праці на виробництві дозволяє виявляти недоліки та впроваджувати нові технології для забезпечення безпеки працівників. Комплексна реалізація таких заходів сприяє створенню комфортних умов праці, підвищенню ефективності роботи персоналу та зниженню ризиків, пов'язаних із впливом небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

6.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища є одним із пріоритетних завдань сучасної промисловості, зокрема у сфері експлуатації та обслуговування двигунів внутрішнього згорання. Зростання техногенного навантаження на

					КРМ.142.6221мз.04.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		71

екосистеми вимагає впровадження ефективних заходів, спрямованих на зниження негативного впливу виробничої діяльності на природне середовище. У контексті роботи з двигунами особливу увагу приділяють питанням зменшення викидів шкідливих речовин, ефективному використанню енергоресурсів і впровадженню екологічно безпечних технологій.

Цей розділ присвячений аналізу основних аспектів екологічної безпеки, пов'язаних із роботою двигунів внутрішнього згоряння, і розробці заходів для мінімізації їх впливу на навколишнє середовище. Розглядаються питання утилізації відходів, очищення вихлопних газів, зниження рівня шуму, а також енергоефективності. Метою є формування комплексного підходу до забезпечення екологічної стійкості, який враховує технічні, організаційні та нормативні аспекти.

В умовах глобальних змін клімату та посилення екологічних вимог впровадження рішень, спрямованих на охорону довкілля, стає не лише технічним викликом, але й соціальною відповідальністю кожного підприємства. У цьому розділі представлено основні принципи та рекомендації, що сприяють сталому розвитку та гармонійному співіснуванню техногенних і природних систем.

6.2.1 Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

Експлуатація дизельних двигунів супроводжується низкою факторів, які негативно впливають на навколишнє середовище. Основними джерелами забруднення є вихлопні гази, шум, вібрації, а також витік і утилізація рідин, що використовуються в роботі двигуна. Ці процеси створюють серйозне техногенне навантаження на природні екосистеми, що вимагає впровадження заходів для зменшення шкоди довкіллю.

Одним із найбільш значущих джерел забруднення є вихлопні гази, які містять оксиди азоту, вуглекислий газ, чадний газ, сажу, вуглеводні та інші шкідливі речовини. Ці компоненти утворюються в процесі згоряння палива і є небезпечними для здоров'я людей, тварин і рослин. Викиди оксидів азоту

					КРМ.142.6221мз.04.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

сприяють утворенню кислотних дощів і фотохімічного смогу, а надмірна кількість вуглекислого газу посилює парниковий ефект, що спричиняє глобальні зміни клімату. Особливо небезпечним є чадний газ, який при високій концентрації може спричинити отруєння.

Шум і вібрації, які виникають під час роботи дизельного двигуна, також негативно впливають на навколишнє середовище. Постійний вплив шуму високої інтенсивності може спричиняти дискомфорт і стрес у людей і тварин, а вібрації можуть впливати на ґрунтові структури, викликаючи мікротріщини і порушення стійкості будівель. Ці фізичні чинники є серйозною проблемою в умовах високої щільності транспортних або виробничих об'єктів.

Експлуатація дизельних двигунів також супроводжується використанням різноманітних рідин, таких як паливо, моторне масло, охолоджувальні та гідравлічні рідини. Їхній витік або неправильна утилізація може призводити до забруднення ґрунтів і водних ресурсів. Нафтопродукти, потрапляючи в ґрунт або воду, створюють плівку, яка перешкоджає нормальному газообміну і спричиняє загибель рослин і водних організмів. Особливо небезпечними є відпрацьовані масла, які містять токсичні сполуки та важкі метали.

У процесі роботи дизельного двигуна також утворюються тверді відходи, такі як зношені фільтри, деталі та інші компоненти, які потребують правильної утилізації. Неправильне поводження з такими відходами може спричинити забруднення довкілля важкими металами, пластиками та іншими шкідливими матеріалами.

Сукупність цих факторів робить експлуатацію дизельних двигунів серйозним джерелом техногенного навантаження на навколишнє середовище. Для зменшення негативного впливу необхідне впровадження екологічно безпечних технологій, таких як очищення вихлопних газів за допомогою фільтрів і каталізаторів, застосування біодизеля або інших видів палива з низьким рівнем викидів, регулярний технічний огляд для запобігання витоків рідин, а також дотримання норм утилізації відходів. Лише комплексний підхід дозволить

					КРМ.142.6221мз.04.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		73

мінімізувати шкоду, яку завдає експлуатація дизельних двигунів природному середовищу.

6.2.2 Основні способи зниження токсичності і димності відхідних газів

Зменшення токсичності та димності відхідних газів дизельних двигунів є одним із ключових напрямків у покращенні екологічної безпеки їхньої експлуатації. Ця проблема вирішується за рахунок впровадження сучасних технологій, удосконалення конструкції двигунів та використання альтернативних видів палива. Основні способи зниження шкідливих викидів включають як технічні рішення, так і організаційні заходи.

Одним із найефективніших способів зниження токсичності є застосування систем очищення відхідних газів. Каталітичні нейтралізатори та фільтри сажі дозволяють значно зменшити кількість оксидів азоту, чадного газу, вуглеводнів та часток сажі у вихлопних газах. Каталітичний нейтралізатор прискорює хімічні реакції, перетворюючи шкідливі компоненти в менш токсичні речовини, такі як вуглекислий газ і водяна пара. Фільтри сажі, у свою чергу, затримують тверді частки, запобігаючи їхньому потраплянню в атмосферу.

Оптимізація процесу згоряння палива також є важливим заходом для зниження токсичності та димності. Застосування сучасних систем упорскування палива, таких як системи common rail, забезпечує точне дозування та рівномірний розподіл палива в камері згоряння, що дозволяє досягти більш повного його згоряння. Це не лише знижує утворення токсичних речовин, але й підвищує ефективність роботи двигуна.

Використання альтернативних видів палива, таких як біодизель, скраплений природний газ (СПГ) або воднево-вуглецеві суміші, дозволяє значно зменшити рівень токсичних викидів. Біодизель має менший вміст сірки та вуглеводнів, що сприяє зниженню утворення оксидів сірки і диму. Використання СПГ забезпечує зменшення викидів оксидів азоту та твердих часток.

					КРМ.142.6221мз.04.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		74

Впровадження рециркуляції вихлопних газів (EGR) є ще одним ефективним способом зниження токсичності. У цій системі частина вихлопних газів повертається в камеру згоряння, що дозволяє знижувати температуру згоряння палива і, як наслідок, зменшувати утворення оксидів азоту.

Для зниження димності велике значення має правильна експлуатація двигуна. Регулярне технічне обслуговування, яке включає очищення фільтрів, заміну масла, регулювання системи упорскування палива та контролю за роботою турбонагнітача, дозволяє підтримувати оптимальні параметри роботи двигуна. Це сприяє зниженню димності та рівня токсичних викидів.

Крім того, важливим є вдосконалення конструкції двигуна. Використання багатоклапанних систем, збільшення ступеня стиснення, удосконалення камер згоряння та систем турбонаддуву дозволяє забезпечити більш ефективне і чисте згоряння палива.

Сучасні екологічні норми, такі як Євро-5 і Євро-6, стимулюють виробників до розробки нових технологій, спрямованих на зниження шкідливих викидів. Використання цих заходів у комплексі дозволяє мінімізувати вплив дизельних двигунів на навколишнє середовище, забезпечуючи при цьому високу ефективність і надійність їхньої роботи.

6.3 Висновок до розділу

У розділі проведено аналіз небезпечних і шкідливих факторів, які впливають на персонал під час експлуатації дизельних двигунів, а також розроблено комплекс заходів для забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища. Зокрема, визначено основні джерела ризиків, такі як високі температури, шум, вібрації, токсичні викиди та фізичні навантаження, і запропоновано ефективні способи їх мінімізації.

Для забезпечення безпеки праці запропоновано впровадження теплоізоляційних, шумозахисних і віброізоляційних рішень, регулярне технічне обслуговування обладнання, а також організацію ергономічних робочих місць. Особливу увагу приділено заходам щодо захисту персоналу від токсичних

					КРМ.142.6221мз.04.06.ПЗ.	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

викидів, що включає застосування сучасних фільтрів, каталізаторів і вентиляційних систем. Регулярні інструктажі та навчання працівників сприятимуть підвищенню рівня безпеки на виробництві.

У сфері охорони навколишнього середовища розроблено заходи для зменшення токсичності та димності відхідних газів, включаючи оптимізацію процесу згоряння палива, використання альтернативних видів палива та впровадження систем очищення вихлопних газів. Також акцентовано на важливості правильної утилізації відходів, які утворюються під час роботи двигунів, і дотриманні екологічних нормативів.

Загалом реалізація запропонованих заходів дозволяє знизити рівень техногенного навантаження на довкілля, забезпечити безпечні умови праці для персоналу та сприяти сталому розвитку виробничих процесів. Комплексний підхід до вирішення питань охорони праці та навколишнього середовища є необхідною умовою для ефективної та екологічно безпечної експлуатації дизельних двигунів.

					КРМ.142.6221мз.04.06.ПЗ.	Лист
						76
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

У кваліфікаційній роботі було виконано вдосконалення системи охолодження двигуна типу Д-245 потужністю 110 кВт шляхом інтеграції акумуляторів тепла, що дозволяє підвищити ефективність його роботи, особливо за умов мінусових температур навколишнього середовища. Основна увага приділена використанню сучасних теплоакumuлюючих матеріалів із фазовими переходами, які забезпечують високу ефективність накопичення та збереження теплової енергії.

Було запропоновано акумулювання теплоти за допомогою фазових переходів, що дозволяє використовувати накопичену теплову енергію для передпускової підготовки двигуна. Це значно зменшує час прогрівання двигуна в умовах низьких температур, забезпечуючи надійний запуск і зменшення зношування вузлів двигуна під час холодного старту. Як теплоакumuлюючий матеріал обрано октагідрат гідрооксиду барію $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$, який має температуру плавлення 78°C . Такий матеріал забезпечує високу теплоємність і стабільність при експлуатації.

У роботі детально розглянуто основні процеси, пов'язані з функціонуванням теплового акумулятора фазового переходу, зокрема заряджання акумулятора під час роботи двигуна, зберігання теплової енергії під час його простою, а також розрядження акумулятора для передпускового прогрівання двигуна. На основі проведених розрахунків визначено тривалість передпускової підготовки двигуна типу Д-245 за різних температур навколишнього середовища, що дозволяє оптимізувати використання палива та зменшити експлуатаційні витрати.

У результаті аналізу роботи системи було оцінено потенційний економічний ефект від використання акумуляторів тепла, зокрема зниження витрат палива під час запуску двигуна в холодних умовах. Також враховано можливість інтеграції такої системи в інші конструкції двигунів, що розширює сферу її застосування.

					КРМ.142.6221мз.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		77

Для практичної реалізації розробленого рішення були створені робочі креслення, основні з яких містять: загальний вигляд двигуна з інтегрованим акумулятором тепла; принципову схему вдосконаленої системи охолодження; конструктивні елементи теплового акумулятора, які забезпечують ефективну роботу системи.

Отримані результати можуть бути використані для вдосконалення систем охолодження інших двигунів, особливо тих, які експлуатуються в умовах холодного клімату, забезпечуючи при цьому надійність роботи техніки, зниження витрат на експлуатацію та покращення екологічних показників.

					КРМ.142.6221мз.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		78

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
2. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
3. Головинський Л. І. Системи охолодження двигунів внутрішнього згоряння: теорія та практика. – Київ: Наукова думка, 2018. – 352 с.
4. Смирнов О. В., Петров І. Г. Фазові переходи в теплоакумуючих системах. – Харків: Техноцентр, 2020. – 278 с.
5. Долинський, А. А., Шаповалов, С. В. Теплофізика та енергоефективність. – Одеса: ОНПУ, 2017. – 284 с.
6. Рідинні опалювачі Webasto [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://webasto-ua.com>. Дата доступу: 12.11.2024.
7. Передпусковий підігрівач двигуна Северс +: [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://xn--80aayk1aj3e.com.ua/ua/g4724600-predpuskovye-podogrevateli-dvigatelya?srsId=AfmBOorppSCWMprw3HYOolfm3FHHkuyITO1lkyTw2gLsTL-u73vBKd5Q>. Дата доступу: 12.11.2024.
8. Moshentsev, Y., Gogorenko, O., Dvirna, O. (2022). Rational liquid cooling systems of internal combustion engines. Advances in Science and Technology Research Journal, 16(1), 158-169. doi:10.12913/22998624/144345
9. Теплообмінні апарати. Навчальний посібник для студентів спеціальності 144 "Теплоенергетика" / Анастасенко С. М., Жигуліна В. В., Семенов М. М., Соломонюк Д. М., Шаповалов Ю. О., Швець І. А., Шостак О. В. – Первомайськ: НУК, – Львів, «Новий світ-2000», 2023. – 228 с.
10. Tiwari, P., Rathore, N. Phase Change Materials for Energy Storage Applications. – Springer, 2019. – 225 p.

11. Singh, R., Kumar, S. Advances in Heat Exchangers and Thermal Energy Storage. – Wiley, 2021. – 312 p.
12. Чепурний, А. І., Ковальчук, Ю. С. Ефективність передпускового підігріву двигунів внутрішнього згоряння. – Львів: Видавництво ЛНУ, 2016. – 240 с.
13. Чернявський, С. Г. Технології енергозбереження в умовах низькотемпературного клімату. – Запоріжжя: Вид-во ЗНУ, 2018. – 274 с.
14. Кузнецов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці / В. В. Кузнецов. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
15. Березуцький В. В. Основи охорони праці. – Х.: Факт, 2005. – 480 с.

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №						Документація		
		A1			KPM.14.2.6221мз.04.07	Складальне креслення		
						Складальні одиниці		
		A2	1	KPM.14.2.6221мз.04.08	Корпус внутрішній	1		
						Деталі		
		A3	2	KPM.14.2.6221мз.04.07.01	Кришка	2		
		A3	3	KPM.14.2.6221мз.04.07.02	Прокладка гумова	2		
		A3	4	KPM.14.2.6221мз.04.07.03	Корпус зовнішній	1		
						Стандартні вироби		
			5		Болт М10 ГОСТ 7798-70	16		
			6		Гайка М10 ГОСТ 15523-70	16		
			7		Шайба А 6.37 ГОСТ 10450-78	16		
			8		Теплоізоляційний матеріал (порошковий асбест)			
Взам. инв. №								
Подп. и дата								
Подп. и дата								
Инв. № подл.								
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	KPM.14.2.6221мз.04.07.01	Лит.	Лист	Листов
Разраб.	Кінаш О.Д.	Машенцев Ю.А.			Теплоаккумулятор фазового переходу		1	1
Пров.								
Н.контр.								
Утв.	Гогоренко О.А.							
Копировал								
Формат А4								

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №						Документація			
	A2				KPM.14.2.6221мз.04.08	Складальне креслення			
						Деталі			
	A3	1			KPM.14.2.6221мз.04.08.01	Основа корпусу	1		
	A3	2			KPM.14.2.6221мз.04.08.02	Кришка внутрішнього корпусу	2		
	A3	3			KPM.14.2.6221мз.04.08.03	Теплообмінник спіральний	1		
						Стандартні вироби			
Подп. и дата			4			Теплоакмулюючий матеріал (октагидрат гідрооксиду барію)			
Взам. инв. №									
Подп. и дата									
Инв. № подл.						KPM.14.2.6221мз.04.08			
	Изм.	Лист		№ докум.	Подп.	Дата			
	Разраб.		Кінаш О.Д.						
	Пров.		Мошенцев Ю.І.						
	Н.контр.								
	Утв.		Гогоренко О.А.						
Корпус внутрішній							Лит.	Лист	Листов
							НУК		