

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна
Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»
Кафедра машинобудування, транспорту і зварювання

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра на тему

Професійна підготовка фахівців транспортної галузі

з вдосконалення системи живлення бензинового

двигуна MeM3-245 шляхом додавання

водневмісного газу

(тема кваліфікаційної роботи)

Виконав: студент 2 курсу, групи ДІТ- ПОТр-23мг
спеціальності: 015 Професійна освіта (Транспорт)
(код і найменування спеціальності)

Кісен / Руслан КІСЄЛЬОВ
(підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник " / Олег ПОДОЛЯК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Рецензент / Павло ВАСЮЧЕНКО
(підпис) (ім'я та прізвище)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри / Олег ПОДОЛЯК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Нормоконтроль / Олег ПОДОЛЯК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Секретар ЕК / Валентина СКОРКІНА
(підпис) (ім'я та прізвище)

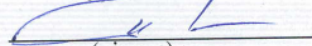
Харків – 2024 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ В. Н.
КАРАЗІНА

Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»
Кафедра машинобудування, транспорту і зварювання
Спеціальність 015 Професійна освіта. (Транспорт)
Освітньо-професійна програма Професійна освіта. (Транспорт)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри


(підпис)

к.т.н., доц. Олег ПОДОЛЯК

«12» 10 2024р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу (дипломну роботу/дипломний проєкт)
другого (магістерського) рівня вищої освіти

студенту (ці)

Руслану КІСЄЛЬОВУ
(ім'я, прізвище)

1. Тема Професійна підготовка фахівців транспортної галузі з вдосконалення системи живлення бензинового двигуна MeM3-245 шляхом додавання водневмісного газу

затверджена наказом по академії № 4801-5/3345 від «12» 10 2024 р.

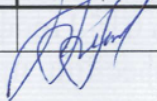
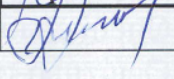
2. Термін здачі закінченої роботи « 10 » грудня 2024 р.

Теоретично дослідити робочий процес двигуна 4Ч 11 / 12,5 при застосуванні інжекції води у впускний колектор

4. Зміст роботи/проєкту (перелік питань, що їх належить розробити):
Вступ; Аналіз стану питання і постановка задач; Теоретичні дослідження підвищення паливної економічності МТГ за допомогою водної інжекції; Методичний розділ; Висновки; Список використаних джерел;

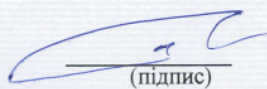
5. Перелік графічного матеріалу (презентаційний матеріал):
Презентація основних результатів виконаних досліджень. Роздатковий матеріал

6. Консультант:

Розділ	Консультант	Підпис, дата		Оцінка (бали)
		Завдання видав	Завдання прийняв	
Методичний	Наталія КОРОЛЬОВА			


7. Дата видачі завдання «02» вересня 2024 р.

Керівник роботи


(підпис)

Олег ПОДОЛЯК
(ім'я, прізвище)

Завдання прийняв до виконання


(підпис)

Руслан КІСЄЛЬОВ
(ім'я, прізвище)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН-ГРАФІК
виконання кваліфікаційної роботи
(дипломної роботи/дипломного проекту)

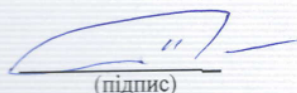
№ з/п	Назва етапів роботи та питань, які мають бути розроблені відповідно до завдання	Термін виконання	Позначки керівника про виконання завдань
1	Аналіз стану питання і постановка задач	10.09.2024	
2	Теоретичні дослідження підвищення паливної економічності МТА за допомогою водної інжекції;	01.10.2024	
3	Визначити основні параметри розпилювача водної форсунки і провести теоретичні дослідження робочого процесу дизельного двигуна	15.10.2024	
4	Методичний розділ	01.11.2024	
5	Оформлення і захист дипломного проекту	10.12.2024	

Студент (ка)


(підпис)

Руслан КІСЄЛЬОВ
(ім'я, прізвище)

Нормоконтроль


(підпис)

Олег ПОДОЛЯК
(ім'я, прізвище)

Додаток 2 до Порядку проведення перевірки наукових праць, навчально-методичних видань та дипломних робіт (проектів) працівників та здобувачів вищої освіти на наявність запозичень з інших документів (нова редакція)

Введено в дію:

наказ ректора № 0204 -1/088 від 27.02.2020 р.

Протокол контролю оригінальності дипломної роботи (проекту)

Професійна підготовка фахівців транспортної галузі з вдосконалення системи живлення бензинового двигуна MeM3-245 шляхом додаванням водневмісного газу

(назва роботи)

студента

КІСЄЛЬОВ Руслан Владиславович

(прізвище, ім'я та по батькові)

науковий керівник

Подоляк Олег Степанович

(прізвище, ім'я та по батькові)

В результаті перевірки роботи в антиплагіатній інтернет-системі Strikeplagiarism.com встановлено наступні значення Коефіцієнтів Подібності

Коефіцієнт Подібності 1: 10,64,

Коефіцієнт Подібності 2: 4,74 ,

Сигнал „Тривога!": – немає; – є, кількість разів у тексті _____.

Вченою радою факультету (навчально-наукового інституту) затверджено наступні показники оригінальності (за значенням коефіцієнту K1):

не більше 20% – оригінальна робота,

від 21% до 50% – задовільно оригінальна робота,

від 51% до 90% – умовно оригінальна робота,

більше 90% – неоригінальна робота.

Відповідно до цього, робота може бути класифікована як:

оригінальна,

задовільно оригінальна,

умовно оригінальна,

неоригінальна.

Висновок:

робота може бути допущена до захисту,

необхідно провести розгляд Повного Звіту Подібності із залученням фахівців із тематики дипломної роботи (проекту).

Примітки Системного Оператора про виявлені запозичення:

Системний Оператор _____

Скоркін А.О.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

28.11.2024

(дата)

Реферат

Пояснювальна записка містить сторінок 80, таблиць 20, рисунків 9, використуваних літературних джерел 23

Метою дослідження є визначити, описати, теоретично обґрунтувати та проаналізувати процес професійної підготовки фахівців транспортної галузі.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні **завдання**:

1. Теоретично дослідити пароутворення води в циліндрі двигуна;
2. Дослідження робочого циклу двигуна при застосуванні водної інжекції;
3. Визначити основні параметри розпилювача водної форсунки і провести теоретичні дослідження робочого процесу двигуна при застосуванні інжекції води у впускний колектор.

Об'єктом дослідження є процес професійної підготовки фахівців транспортної галузі в закладах вищої освіти

Предмет дослідження – професійна підготовка фахівців транспортної галузі з вдосконалення системи живлення бензинового двигуна шляхом додаванням водневмісного газу.

Наукова новизна полягає в тому, що удосконалено професійну підготовку фахівців транспортної галузі з вдосконалення системи живлення бензинового двигуна шляхом додаванням водневмісного газу.

Abstract

The explanatory note displays page 80, table 20, figures 9, used references 23.

The purpose of the study is to define, describe, theoretically substantiate and analyze the process of professional training of transport industry specialists.

To achieve this goal it is necessary to solve the following tasks:

1. Theoretically investigate the vaporization of water in the cylinder of a diesel engine;
2. Research of a working cycle of the diesel engine at application of a water injection;
3. To determine the main parameters of the water injector atomizer and to conduct theoretical studies of the working process of the diesel engine 4Ch 11 / 12.5 when using water injection into the intake manifold.

The object of the study is the process of professional training of transport industry specialists in higher education institutions

The subject of the study is the professional training of specialists in the transport industry to improve the fuel system of a gasoline engine by adding hydrogen-containing gas.

The scientific novelty is that the professional training of specialists in the transport industry has been improved to improve the fuel system of a gasoline engine by adding hydrogen-containing gas.

ЗМІСТ

Вступ	7
1 АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОФЕСІЙНОЇ ПІДГОТОВКА ФАХІВЦІВ ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗІ	9
1.1 Сучасні проблеми професійної підготовки фахівців транспортної галузі	9
1.2 Особливості професійної підготовки фахівців транспортної галузі	11
Висновки до розділу 1	17
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТИВ ЗА ДОПОМОГОЮ ВОДНОЇ ІНЖЕКЦІЇ	18
2.1 Теоретичні дослідження пароутворення води в циліндрі дизельного двигуна	18
2.2 Теоретичні дослідження робочого циклу дизельного двигуна при застосуванні водної інжекції	27
2.3 Дослідження ефективних показників роботи дизельного двигуна 4Ч 11/12,5 при використанні водної інжекції	46
Висновки по розділу	59
3 ДИДАКТИЧНИЙ ПРОЄКТ ФАКУЛЬТАТИВНОГО ЗАНЯТТЯ З ТЕМИ «МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА З ДОДАВАННЯМ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ» ДЛЯ СТУДЕНТІВ СПЕЦІАЛЬНОСТІ «ПРОФЕСІЙНА ОСВІТА. ТРАНСПОРТ»	60
3.1 Постановка цілей факультативного заняття	60
3.2 Перелік літературних джерел з теми	63
3.3 Конструювання дидактичних матеріалів: аналіз структури навчального матеріалу факультативного заняття	63
3.4 Аналіз базових умов навчання	65
3.5 Проектування мотиваційних технологій навчання	69
3.6 Проектування технології формування орієнтовної основи діяльності на факультативному занятті	71
3.7 Проектування контрольних дій з теми	72
3.8 Розробка сценарію факультативного заняття	73
3.9 Висновки до розділу	76
ВИСНОВОК	77
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	78

ВСТУП

На утримання автотранспортних засобів у технічно справному стані, що забезпечує ефективний транспортний процес, галузь здійснює великі ресурсні витрати. Так, ускладнення конструкції автомобілів зумовлює, як правило, збільшення обсягу робіт з технічного обслуговування і ремонту, зростання витрат на забезпечення працездатності. Збільшення кількості автомобілів на дорогах нашої країни веде, до забруднення навколишнього середовища відпрацьованими газами, а зниження токсичності їх значною мірою забезпечується справністю систем живлення і запалювання та рівнем технології технічного обслуговування, засобів і методів діагностування цих систем.

Зі зростанням швидкостей та інтенсивності руху підвищуються вимоги до надійності автотранспортних засобів, оскільки несправні автомобілі є джерелом дорожньо-транспортних пригод. Економія паливних, енергетичних, матеріальних і сировинних ресурсів у процесі експлуатації автомобілів істотно залежить від їхнього технічного стану, рівня організації матеріально-технічного постачання і процесів перевезення, зберігання і нормування витрат автоексплуатаційних матеріалів та запасних частин автотранспортних підприємств.

Суспільно-економічні зміни, що відбуваються в народному господарстві України, позначаються і на автомобільному транспорті. Практика показує, що за останні роки досягнуто збалансованості попиту і пропозиції транспортних послуг (тобто рівноваги „транспортного ринку“).

З метою глибшого і комплексного вивчення основ забезпечення експлуатаційної надійності автомобілів, прогресивних технологій ремонту та інших питань, які забезпечують економічну експлуатацію автотранспортних засобів потрібні кваліфіковані фахівці.

Об'єктом дослідження є процес професійної підготовки фахівців транспортної галузі в закладах вищої освіти

Предмет дослідження – професійна підготовка фахівців транспортної галузі з вдосконалення системи живлення бензинового двигуна MeM3-245 шляхом додаванням водневмісного газу.

Метою дослідження є визначити, описати, теоретично обґрунтувати та проаналізувати процес професійної підготовки фахівців транспортної галузі, розробити дидактичний проєкт факультативного заняття з теми «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу».

Завдання дослідження:

1. Проаналізувати актуальність професійної підготовки фахівців транспортної галузі.

2. Теоретично обґрунтувати, розробити дидактичний проєкт факультативного заняття з теми «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу».

Методи дослідження: теоретичні – аналіз, синтез навчальної, педагогічної, технічної літератури, освітньої документації з метою визначення особливостей професійної підготовки фахівців транспортної галузі.

Наукова новизна полягає в тому, що удосконалено професійну підготовку фахівців транспортної галузі з вдосконалення системи живлення бензинового двигуна MeM3-245 шляхом додаванням водневмісного газу.

Практична значущість роботи полягає в тому, що було розроблено дидактичний проєкт факультативного заняття з теми «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу».

Структура та загальний обсяг роботи. Робота складається з української та англійської анотації, вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел.

РОЗДІЛ 1

АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОФЕСІЙНОЇ ПІДГОТОВКА ФАХІВЦІВ ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗІ

1.1. Сучасні проблеми професійної підготовки фахівців транспортної галузі

Формування принципово нового технологічного середовища підприємств транспортної галузі вимагає припливу кваліфікованих фахівців, які володіють сучасними інженерно-технічними знаннями та передовими виробничими технологіями, що розуміють тенденції розвитку транспортної сфери та світової економіки загалом, мають творче мислення та інноваційну активність.

Однак нині спостерігається протиріччя між якістю підготовки випускників транспортних вузів та вимогами роботодавців, які очікують від молодих фахівців здібності до інноваційних перетворень галузі, до розробки проривних технологій.

Модернізація професійної освіти в нашій країні таки націлена на вирішення цієї проблеми. Впровадження компетентно-орієнтованих освітніх стандартів, рівневої системи підготовки студентів, виділення університетів-лідерів, покликаних стати науковими та методичними центрами у своїх регіонах, заходи щодо зміцнення зв'язків ЗВО з виробництвом та науковим сектором – все це має сприяти вирішенню завдання підготовки кадрів з урахуванням потреб української економіки та підтримки світової конкурентоспроможності вітчизняної технічної освіти.

Проблемою на сьогоднішній день є те, що не всі напрямки модернізації добре опрацьовані та отримали нормативне та методичне забезпечення з боку Міністерства освіти і науки України. Внаслідок цього адміністрація та рядові викладачі вузів змушені вирішувати поставлені перед ними завдання з натхнення, методом «проб та помилок», що часто не

забезпечує належної ефективності. Не слід забувати, що у вищій школі за постперестроєвні роки накопичено безліч невирішених питань, пов'язаних із матеріально-технічним оснащенням освітнього, наукового, навчально-виробничого процесів, порушенням зв'язків між ЗВО, ринком праці та реальним виробництвом, з використанням застарілих технологій навчання, з незавидним становищем викладачів у суспільстві та ін.

Проаналізуємо проблеми підготовки спеціалістів для транспортної галузі та визначаються пріоритетні завдання розвитку транспортного університетського комплексу. Створення університетських комплексів, що об'єднують установи середнього спеціального, вищого та додаткової професійної освіти покликане забезпечити безперервність та наступність підготовки кадрів для транспортної галузі. Послідовне впровадження рівневої системи навчання (прикладний та академічний бакалаврат, магістратура, аспірантура, ДПО фахівців галузі) відповідає потребам української економіки, оскільки впорядковує структуру підготовки фахівців різного рівня кваліфікації та вирішує завдання постійної підтримки їхнього професійного розвитку. Однак для забезпечення реальної безперервності навчання необхідна цілеспрямована робота щодо створення єдиного нормативного, методичного, програмного супроводу всіх процесів університетського комплексу (освітнього, навчально-виробничого, наукового, виробничо-господарського, організаційно-економічного, адміністративно-управлінського та ін.), у тому числі зусилля із забезпечення наступності освітніх програм та технологій. Штучне об'єднання організаційних структур, що входять до університетського комплексу, не здатне вирішити завдання забезпечення безперервності у поєднанні з гнучкістю та варіативністю підготовки кадрів для транспортної галузі.

1.2. Особливості професійної підготовки фахівців транспортної галузі

Досі багато питань виникає у зв'язку із рівневою системою навчання студентів. Стандарт за напрямками технічної освіти, розроблені з урахуванням різних рівнів підготовки, дають роз'яснення щодо обсягу навчального навантаження, співвідношення базової та варіативної частин основної освітньої програми (ООП), аудиторної та позааудиторної роботи, переліку компетенцій випускників, формулюють вимоги до проведення занять та рівня компетентності викладачів. Однак реальної диверсифікації навчання ще не відбулося. І причина тому – не тільки у відсутності традицій рівневої підготовки студентів в українських ЗВО і, відповідно, в нездатності викладачів максимально диференціювати педагогічні підходи та освітні технології у бакалавріаті та магістратурі.

Основна причина – у відсутності розвиненої навчально-виробничої та дослідницької інфраструктури вищих навчальних закладів, у послабленні їхніх зв'язків із виробництвом та науковим сектором. Нам видається, що зараз надзвичайно важливо сконцентрувати основні зусилля на формуванні навчально-тренажерної бази, створенні чи модернізації існуючих навчально-виробничих майданчиків (навчальних депо, майстерень тощо), оснащенні дослідницьких лабораторій обладнанням (зазвичай дорогим). І тут без фінансової підтримки з боку держави не обійтись. Слід пам'ятати про те, що поза реальним провадженням підготувати сучасних фахівців практично неможливо, тому дуже актуальними залишаються питання збільшення часу на виробничу практику студентів, підвищення її ефективності, організації регулярних стажувань викладачів на передових підприємствах; залучення до викладання провідних фахівців транспортної галузі. Однак останнє можливе лише за умови гідної оплати праці викладачів-практиків.

Передбачається, що бакалаврат забезпечує базову фундаментальну та

практичну підготовку студентів, магістратура дає поглиблену спеціалізацію та готує до проведення наукових досліджень, до здійснення інтелектуально складних видів діяльності: проектно-конструкторської, виробничо-технологічної, організаційно-управлінської, науково-педагогічної. Тому навчання в магістратурі будується на засадах граничної пізнавальної самостійності та активного включення студентів до дослідницької та творчої інженерної діяльності. Це можливо завдяки розвитку та всілякій підтримці наукових шкіл, творчих майстерень авторитетних науковців, створенню тимчасових професійних колективів, свого роду інноваційних груп, що включають викладачів кафедри, аспірантів, магістрантів, які спільно здійснюють наукові, технічні, технологічні розробки на замовлення підприємств транспортної галузі. проектних бюро, малих інноваційних підприємств як самостійних структурних підрозділів транспортного університетського комплексу дозволить знайти нові форми інтеграції освітнього, науково-дослідного та виробничого процесів і зрештою забезпечить якіснішу підготовку випускників.

Виведення аспірантури з системи післявузівської освіти та включення її до системи вищої освіти. Однак на сьогоднішній день це рішення не отримало нормативного і методичного підкріплення, у зв'язку з чим виникає низка питань. науковими дослідженнями? Як уникнути масовості в підготовці аспірантів, яка, як показує досвід, супроводжується різким падінням якості досліджень Яким чином грамотно здійснити? спадкоємність магістерських та кандидатських дисертацій Вважаємо, що всі напрямки модернізації професійного освіти мають бути вчасно забезпечені відповідними нормативними документами та методичними роз'ясненнями бачення того, в якому напрямку розвивається система вищої освіти, породжує дезорієнтацію величезної армії рядових виконавців щодо чергових недостатньо підготовлених ініціатив.

Потрібно розуміти, що викладачі усвідомлюють необхідність

інноваційних змін у системі вищої освіти.

Однак вони побоюються не до кінця продуманих рішень, які можуть знизити якість підготовки фахівців. Свіжим прикладом може стати недавнє впровадження компетентісно-орієнтованих стандартів у практику роботи вузів. Компетентісний підхід до професійної підготовки ставить правильні орієнтири – формування готовності та здібності майбутніх спеціалістів вирішувати професійні завдання різного рівня складності. Розгляд компетенцій як результативно-цільового компонента освітнього процесу не викликає заперечень у переважної більшості викладачів, оскільки в умовах динамічної економіки, суперечливого соціуму і інформаційно-комунікаційних технологій, що бурхливо розвиваються, більше цінується не володіння знаннями, а вміння їх гнучко використовувати. Проте реалізація стандарту виявила низку істотних недоробок.

Насамперед це стосується переліку компетенцій випускників бакалаврату та магістратури. Викладачі зіткнулися з великою кількістю компетенцій, які важко утримати в пам'яті, з їх не завжди коректним формулюванням (від занадто широкого до гранично вузького), з незрозумілою логікою виділення загальнокультурних компетенцій, які різняться по різних напрямів технічної підготовки, з відсутністю наукової основи, за якою виділяються види діяльності та відповідні їм професійні компетенції та ін. Слід зазначити, що для викладачів значну труднощі становить саме процес утримання пам'яті всіх компетенцій, особливо якщо доводиться працювати на декількох факультетах і готувати фахівців по-різному профілю. Враховуючи, що відмовитися від дисциплінарного підходу та готувати студентів у логіці професійної діяльності (що було б природніше для формування компетенцій) не є можливим, найпростіше, що може зробити викладач, – виокремити окремі компетенції зі списку запропонованих та прив'язати їх до потреб конкретної навчальної дисципліни. Однак таке усічене виділення компетенцій як цільовий

орієнтир навчання студентів зводить нанівець всі переваги компетентнісного підходу в освіті.

Модульне структурування змісту освіти з урахуванням компетентнісної парадигми професійної підготовки також виявилось не продуманим до кінця, при цьому варіативна частина, що формується вузом, виявилась непропорційно перевантаженою навчальними дисциплінами. Передбачалося, що змістовне наповнення варіативної частини ОВП та розподіл трудомісткості між дисциплінами (модулями) усередині відповідних циклів та розділів вирішуватиметься експертним шляхом з урахуванням обсягу навчальної, практичної, науково-дослідної роботи студентів, а також значущості дисципліни для формування компетенцій випускників. На практиці саме щодо відбору дисциплін варіативної частини ОВП виникло найбільше кількість розбіжностей, у яких виявилися вузькоспрямовані інтереси окремих кафедр та факультетів (інститутів).

Сказане можна віднести і до проблеми формування та оцінювання компетенції студентів. Викладачам рекомендують ширше використовувати інтерактивні форми навчання, розвиваючі навички командної роботи, міжособистісної комунікації, лідерські якості студентів (проведення ділових та рольових ігор, навчальних тренінгів, організація проектної діяльності та ін.), створювати сучасні фонди оціночних засобів, застосовувати захист портфоліо, експертну оцінку. робіт із залученням роботодавців, включати в заліки та іспити кейси та ін. Однак звичні «режимні» рамки лекційно-семінарської системи та Інтернет-тестування студентів, що розширюється рік від року, не дають можливості оптимізувати освітній процес, щоб здійснювати реальну, а чи не декларативну компетентнісну підготовку студентів. Поки що ж у преамбулах навчальних програм, посібників, методичок викладачі дружно згадують компетенції – як результат, який держава хотіла б бачити у випускників вищої школи, а на практиці старими, перевіреними способами

формують ті самі знання-вміння.

В ідеалі випускники бакалаврату та магістратури мають отримати якийсь теоретико-практичний базис за обраною спеціальністю, щоб потім у рамках додаткової професійної освіти оперативно поповнювати знання та формувати актуальні компетенції з урахуванням потреб транспортної галузі. Найближчим часом очікується інтенсивний розвиток системи ДПО кадрів, що діють, підвищений попит на гнучкі, варіативно-модульні програми підвищення кваліфікації та перепідготовки фахівців.

Цьому значною мірою сприяє широка інформатизація всіх сфер життя, перехід на нові виробничі технології, динаміка ринку праці.

Однак для системи ДПО, як і раніше, характерні галузева розрізненість, відсутність ефективних стійких зв'язків між її організаційними структурами, спадкоємності між різними ступенями підвищення кваліфікації, належної диверсифікації освітніх програм з урахуванням професійно-освітніх потреб слухачів. Удосконалення потребують і зміст, і технології підвищення кваліфікації, при цьому вкрай актуальним залишається питання результативності підготовки слухачів – те, наскільки активно вони застосовуватимуть на практиці освоєні знання та технології. Ми вважаємо, що міцне місце в системі ДПО фахівців транспортної галузі повинні зайняти гнучкі, варіативно-модульні освітні програми, проблемно-орієнтовані форми підготовки, а також «каскадна форма» навчання, що добре зарекомендувала себе у світовій практиці, що включає в себе дещо постійно ускладнюються циклів занять («каскадів»), у перервах між якими слухачі апробують отримані знання та виконують підсумкову роботу у вигляді професійного творчого проекту.

Забезпечити безперервну та ефективну підготовку фахівців для транспортної галузі здатні викладачі, які мають високий рівень професійно-педагогічної компетентності.

Проте тривалий «голодний пайок», на який посадили професорсько-викладацький склад вищої школи, призвів до очікуваних наслідків:

порушення механізму відбору талановитої, здатної до науково-педагогічної діяльності молоді, до перевантаженості викладачів додатковою роботою з причин матеріального порядку та, як наслідок, до загального зниження трудової мотивації.

Всім очевидно, що без реального (а не обіцяного) підвищення зарплат у вузі не діятиме жодна з ініційованих урядом цільових програм, у тому числі й «Наукові та науково-педагогічні кадри інноваційної України». Багато професіоналів, що залишилися в ЗВО, керуються, безумовно, мотивами професійно-особистісного саморозвитку, самореалізації, оскільки компетентність – це той стрижень, який робить людину впевненою у професії. Однак подальша експлуатація цього ресурсу багато в чому себе вичерпала.

Новий виток модернізації вищої освіти призвів до ускладнення функцій діяльності викладача та підвищення вимог до його компетентності.

Різке збільшення навчально-методичної роботи при збереженні (а іноді й збільшенні) обсягу аудиторного навантаження ставить у число першочергових завдань визначення нових нормативів професійної діяльності викладацьких кадрів. Необхідність освоювати «рівневі» освітні технології, орієнтовані на компетентнісні результати підготовки студентів, сучасні форми викладання (лекцію-презентацію, імітаційний) лабораторний практикум, комп'ютерний тренінг, кейс-стаді, проектну діяльність та ін.) робить пріоритетним завдання регулярного підвищення кваліфікації викладачів (частіше, ніж передбачено нормативами – один раз на п'ять років). Вирішити проблему підвищення кваліфікації професорсько-викладацького складу можна спільними зусиллями через мережеву взаємодію ЗВО, а також завдяки створенню стажувальних майданчиків, організованих на базі університетів-лідерів, які могли б таким чином поширювати інноваційний досвід у конкретних напрямках роботи.

Таким чином, перспективними напрямками діяльності транспортного вишу мають стати: 1) забезпечення реальної безперервності та наступності підготовки фахівців в університетському комплексі; 2) удосконалення освітніх технологій з урахуванням специфіки бакалаврату, магістратури, аспірантури, системи ДПО спеціалістів галузі; 3) пошук нових форм інтеграції освіти, науки, виробництва через створення самостійних організаційних структур (інжинірингових центрів, патентних бюро, малих інноваційних підприємств тощо); 4) матеріально-технічне оснащення освітнього, навчально-виробничого, науково-дослідного процесів, у тому числі створення солідної навчально-тренажерної бази; 5) удосконалення системи підвищення кваліфікації професорсько-викладацького складу університетського комплексу. Обов'язковою умовою успішного виконання пріоритетних завдань є своєчасне та грамотне нормативно-методичне забезпечення всіх інноваційних перетворень вищої школи з боку Міністерства освіти і науки України.

Висновки до розділу 1

В першому розділі магістерської кваліфікаційної роботи аналізуються проблеми підготовки спеціалістів для транспортної галузі та визначаються пріоритетні завдання для транспортного університетського комплексу: забезпечення безперервності та наступності рівневого навчання студентів, матеріально-технічне оснащення освітнього, навчально-виробничого, наукового процесів, пошук нових форм інтеграції з виробництвом, зі вдосконалення системи підвищення кваліфікації викладачів та ін.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ВОДНОЇ ІНЖЕКЦІЇ

2.1 Теоретичні дослідження пароутворення води в циліндрі двигуна

При застосуванні водної інжекції вода вводиться в циліндр двигуна, де вона випаровується. Згідно з визначенням, під паротворенням розуміється властивість крапельних рідин змінювати свій агрегатний стан і перетворюватися в пар. Випаровування, що відбувається лише на поверхні крапельної рідини, називається випаровуванням. Випаровування по всьому об'єму рідини називається кипінням; воно відбувається при певній температурі, яка залежить від тиску. Тиск, при якому рідина закипає при даній температурі, називається тиском насичених парів, його значення залежить від роду рідини і її температури.

Кількість теплоти, необхідної для пароутворення води, можна визначити за формулою

$$Q = Q_1 + Q_2, \text{ Дж} , \quad (2.1)$$

де Q_1 - теплота, витрачена на нагрівання води до температури кипіння, Дж; Q_2 - теплота пароутворення, Дж.

У теплоенергетиці [16] теплота Q_1 отримала назву явною. Явна теплота - це теплота, при якій зміна кількості тепла, підведеного до тіла, викликає зміна його температури. Відповідно, теплоти Q_2 отримала назву прихованої.

Прихована теплота пароутворення (конденсації) витрачається на зміну агрегатного стану речовини (тіла), однак температура тіла залишається постійною, так як не змінюється його внутрішня кінетична енергія. Звідси, питома прихована теплота пароутворення є кількість енергії, яку одна одиниця рідини поглинає при переході від рідкого стану до пароподібного або віддає при переході від пароподібного стану до

рідкого. Величина прихованої теплоти пароутворення для різних рідин різна. Крім того, як і у випадку з температурою насичення, прихована теплота пароутворення значно змінюється при зміні тиску. Як правило, при підвищенні тиску температура насичення рідини збільшується, а її прихована теплота пароутворення зменшується.

Таким чином, при паротворенні води присутній як явна теплота, так і прихована. Причому остання може досягати величини, в деяких випадках перевершує явну теплоту. Схематично процес пароутворення води представлений на малюнку 2.1.

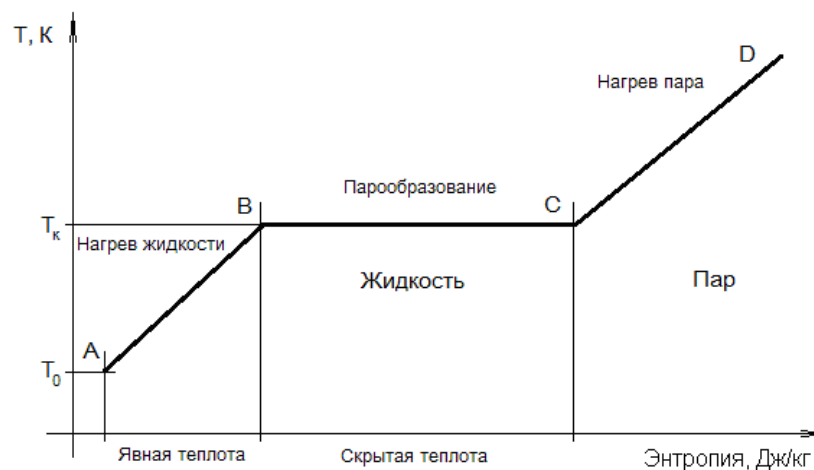


Рисунок 2.1 – Діаграма процесу пароутворення води

На ділянці діаграми А-В відбувається нагрів води від температури T_0 до температури кипіння T_k . При цьому всі тепло, підведене до води, використовується для підвищення її температури. Ділянка діаграми В-С демонструє процес кипіння води. При цьому всі тепло, підведене до води, витрачається на переробку її в пар, температура при цьому залишається постійною, що дорівнює температурі кипіння. Ділянка діаграми СД показує, що вся вода перетворилася на пару (википіла), і підводиться тепло витрачається на підвищення температури пара. На величину температури кипіння в значній мірі впливає тиск. У додатку I представлена фазову діаграму води [16] і приведені її основні властивості.

Явна теплота, витрачена на нагрів води до температури кипіння, може бути визначена як

$$Q_1 = m \cdot c \cdot (T_k - T_0), \text{ Дж} , \quad (2.2)$$

де c - питома теплоємність води, Дж / (кг · К); m - маса води, кг; $T_{до}$ - температура кипіння води при певному тиску, К; T_0 - початкова температура води, К.

Слід зазначити, що зміна температури води впливає на її питому теплоємність (таблиця 2.1). Як правило, з ростом температури речовини зростає і його питома теплоємність. Однак, вода поводить себе трохи інакше. До температури 36,8 ° С її теплоємність знижується, потім зростає. Тому вона однакова, наприклад, при температурі 25 ° С і 45 ° С, при 10 ° С і 74 ° С.

Таблиця 2.1 - Питома теплоємність води

температура, ° С	Агрегатний стан	Питома теплоємність води, кДж / (кг · К)
- 60	лід	1,64
- 20	лід	2,01
- 10	лід	2,22
0	лід	2,11
10	чиста вода	4,218
20	чиста вода	4,192
40	чиста вода	4,178
60	чиста вода	4,184
80	чиста вода	4,196
100	чиста вода	4,216

Стосовно до теплового розрахунку двигуна внутрішнього згорання, де досліджуваний інтервал температур знаходиться в межах від 20 до 3500 ° С, в діапазоні температур від 0 до 100 ° С зміни питомої теплоємності води не перевищують 1% (0,95%). На малюнку 2.2 представлені емпіричні залежності змін питомої теплоємності води, отримані автором на підставі даних таблиці 2.1. На підставі викладеного можна допустити, що при проведенні теплового розрахунку двигуна в даному діапазоні температур, питома теплоємність води можна взяти

постійної, рівної 4,1868 кДж / (кг · К) або 1 ккал / (кг · К). Потрібно також відзначити, що при проведенні теплового розрахунку робочих процесів в двигуні внутрішнього згорання в залежності від кількісних кої одиниці тіла, до якого підводиться теплота, розрізняють масову, об'ємну і мольну теплоємності.

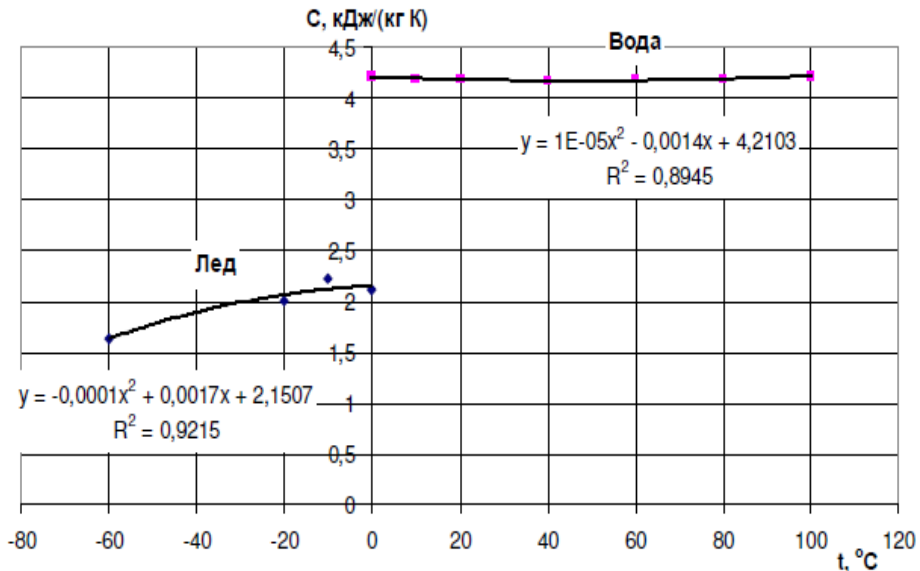


Рисунок 2.2 – Питома теплоємність води

Масова теплоємність - це теплоємність, віднесена до одиниці маси робочого тіла,

$$c = \frac{C}{m}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (2.3)$$

де C - теплоємність робочого тіла, Дж / К

Об'ємна теплоємність - теплоємність, віднесена до одиниці об'єму робочого тіла,

$$c' = \frac{C}{V} = c \cdot \rho, \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}, \quad (2.4)$$

де V і ρ - обсяг і щільність робочого тіла.

Мольна теплоємність - теплоємність, віднесена до кількості робочого тіла (газу) в молях,

$$c_{\mu} = \frac{C}{n}, \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}, \quad (2.5)$$

де n - кількість газу в молях.

Масова і мольна теплоємності пов'язані наступним співвідношенням:

$$c = \frac{c_{\mu}}{\mu}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (2.6)$$

або

$$c_{\mu} = \mu \cdot c, \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}, \quad (2.7)$$

де μ - молекулярна маса.

Об'ємна теплоємність газів виражається через мольну як

$$c' = \frac{c_{\mu}}{V_{\mu}}, \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}} \quad (2.8)$$

або

$$c_{\mu} = c' \cdot V_{\mu}, \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}, \quad (2.9)$$

де $V_{\mu} = 22,4 \frac{\text{м}^3}{\text{моль}}$ - молярний об'єм газу при нормальних умовах.

Аналіз літературних джерел [17] показав, що значення питомої теплоти пароутворення при температурі кипіння можна з достатньою точністю визначити розрахунковими методами.

Питома теплота пароутворення може бути використана при розрахунку загальної кількості теплоти, витраченої на пароутворення деякої кількості речовини. Зокрема, теплота, витрачена на пароутворення води, може бути визначена за формулою

$$Q_2 = L \cdot m, \text{ Дж}, \quad (2.10)$$

де L - питома теплота пароутворення, Дж / кг; m - маса води, кг.

Питома теплота пароутворення - фізична величина, що характеризує кількість теплоти, яку необхідно повідомити 1 кг речовини, взятому при температурі кипіння, щоб перевести його з рідкого стану в газоподібний. Потрібно відзначити, що питома теплота пароутворення чисельно рівна питомій теплоті конденсації, що виділяється при конденсації пари, взятого при температурі кипіння, в рідину.

Очевидно, що питома теплота пароутворення (конденсації) може також бути обчислена за формулою

$$L = \frac{Q}{m}, \text{ Дж/кг} . \quad (2.11)$$

Питома теплота паротворення води при кипінні становить 2256 кДж / кг. У двигунах внутрішнього згорання, з урахуванням складності процесів, що протікають для технічних розрахунків питому теплоту пароутворення приймають дещо більшою, рівній 2512 кДж / кг. Досить висока питома теплота паротворення також пояснюється великою кількістю водневих зв'язків і їх розгалуженою структурою, які руйнуються при пароутворенні.

Іншою складністю, яка виникає при тепловому розрахунку подачі води в ДВС, є визначення максимальної циклової подачі води, яка може бути подана в циліндр двигуна внутрішнього згорання. Максимальна кількість води по відношенню до газу (по суті, конденсату цього ж газу) не може бути більше того, коли вся розпорошена вода повністю випарується в газі і відносна вологість газу стане 100%, так як при перевищенні порога відносній вологості понад 100% розпорошується вода перестане випаровуватися в газ. Разом з тим, судячи з діаграмі фазових перетворень води, при температурах понад 647,3 К і тиску нижче 22,064 МПа вода може існувати тільки у вигляді пари, а це якраз умови, при яких працює ДВС. Виходячи з цього, гіпотетично, обсяг води може бути обмежений лише обсягом камери згорання. Однак це не так. Дослідження [18] показують, що раціональний обсяг впорскується води в значній мірі залежить від конструкції двигуна. Тому, пошук оптимального обсягу води, що впорскується стане одним із завдань експериментальних досліджень.

Складність розрахунків визначається ще і тим, що в результаті розпилення змінюється як щільність газу, так і його теплоємність. Крім того, в загальноприйнятих методиках розрахунку приймається, що випаровування відбувається в абсолютно сухому газі і при атмосферному тиску. У нашому ж випадку випаровування відбувається при

підвищеному змінному тиску і в присутності вже утворився як в процесі горіння, так і надійшов зі свіжим зарядом водяного пара. Причому властивості перегрітого і насиченого водяної пари істотно відрізняються від властивостей ідеальних газів, де залежність між параметрами p , v і T устанавлюється рівнянням стану, яке відоме як рівняння (закон) Менделеева-Клапейрона

$$p \cdot v = \frac{m}{\mu} R \cdot T, \quad (2.12)$$

де p - тиск, Па; v - обсяг, м^3 ; m - маса речовини, кг; μ - молярна маса, моль; R - універсальна газова постійна, $R = 8,314 \text{ Дж} / (\text{моль} \cdot \text{К})$; T - абсолютна температура, К.

Аналіз рівняння стану показує, що будь-які два з його параметрів однозначно визначають третій. У нашому ж випадку, це далеко не очевидно. Відношення між параметрами p , v і T перегрітих і насичених парів значно складніше, ніж рівняння стану ідеального газу. Залежності температури насиченої водяної пари і питомої теплоти пароутворення від тиску в діапазоні температур понад 100°C , отримані автором на основі даних [19], представлені на малюнках 2.3 і 2.4.

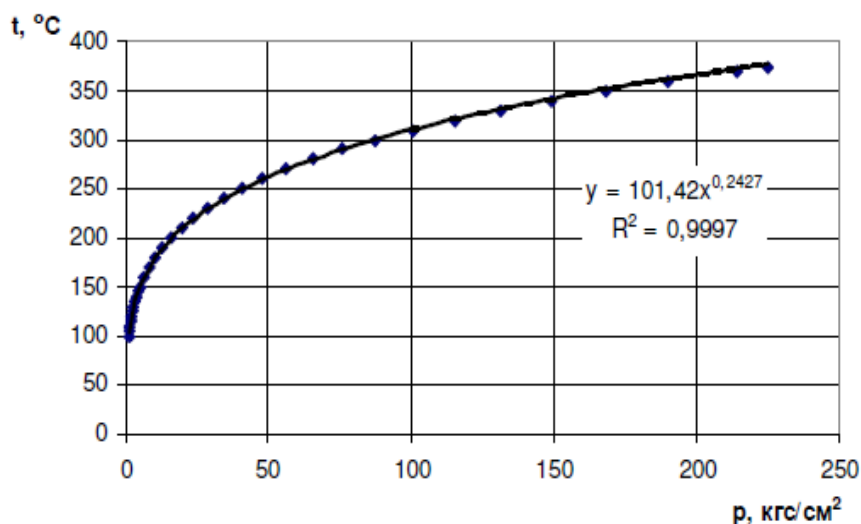


Рисунок 2.3 – Залежність температури насиченої водяної пари від величини абсолютного тиску при температурі понад 100°C і абсолютному тиску більше $1,0 \text{ кгс} / \text{см}^2$

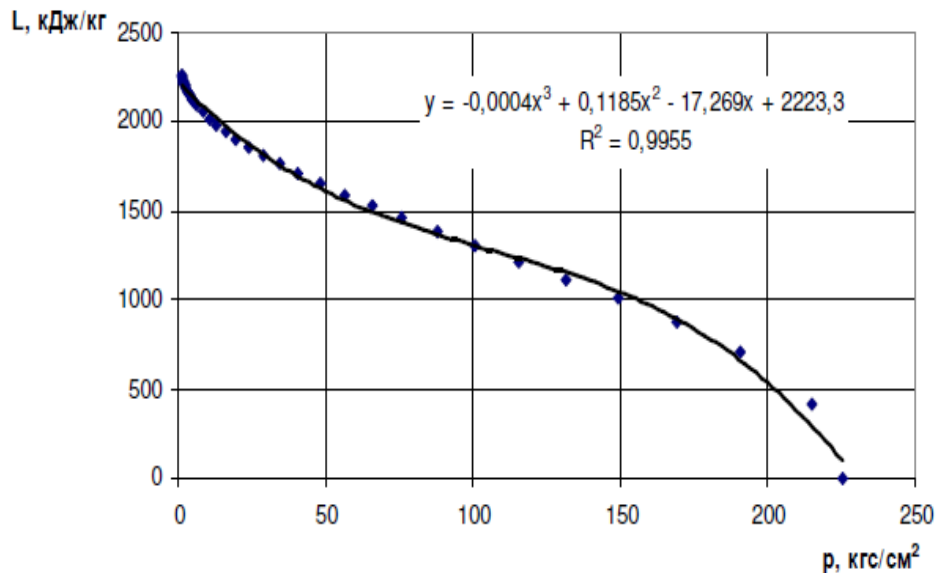


Рисунок 2.4 – Залежність питомої теплоти пароутворення від величини абсолютного тиску при температурі понад 100 ° С і абсолютному тиску більше 1,0 кгс / см²

Таким чином, розрахунок ще більш ускладнюється. Крім того, робочий процес в дизельному двигуні - динамічний процес, і для того, щоб подача води в циліндр ДВС зіграла свою позитивну роль, необхідно, щоб час її випаровування не перевищувало часу одного такту роботи двигуна.

Час, витрачений на вчинення одного такту роботи чотиритактного двигуна, може бути визначено з залежності

$$t_{\tau} = \frac{30}{n}, \text{ с} , \quad (2.13)$$

де n - частота обертання колінчастого вала двигуна, хв⁻¹.

Для двигуна 4Ч 11 / 12,5 номінальна частота обертання колінчастого вала становить 2200 хв-1. Звідси

$$t_{\tau} = \frac{30}{2200} = 0,0136 \text{ с} .$$

З іншого боку, швидкість випаровування води в значній мірі залежить від якості розпилу, що визначається розміром краплі рідини. Відома емпірична залежність [142], що дозволяє зв'язати час випаровування з розмірами краплі води

$$t_{\text{кв}} = \frac{3600 \cdot \rho_{\text{в}} \cdot L}{8 \cdot \lambda_{\text{г}} \cdot \Delta t} d^2, \text{ с}, \quad (2.14)$$

де $t_{\text{кв}}$ - час повного випаровування краплі води, с; $\rho_{\text{в}}$ - щільність води, кг / дм³; L - питома енергія пароутворення, кДж / кг; $\lambda_{\text{г}}$ - теплопровідність газу, Дж / м² · К; d - діаметр краплі, м; Δt - середня різниця температури між газом і водою, К.

Прийнявши $t_{\tau} = T_{\text{кв}}$ і перетворивши цю залежність щодо діаметра краплі, отримаємо нову залежність, що дозволяє визначити мінімальний (критичний) розмір краплі води

$$d = \sqrt{\frac{t_{\tau} \cdot 8 \cdot \lambda_{\text{г}} \cdot \Delta t}{3600 \cdot \rho_{\text{в}} \cdot L}}, \text{ м}. \quad (2.15)$$

виходячи з результатів теплового розрахунку робочих процесів двигуна 4Ч 11 / 12,5 і прийнявши щільність води, що дорівнює $\rho_{\text{в}} = 1$ кг/дм³, питому енергію пароутворення - $L = 2512$ кДж/кг, теплопровідність газу - $\lambda_{\text{г}} = 0,026$ Дж / м² · К, середню різницю температури між газом і водою - $\Delta t = 500$ К, отримаємо

$$d = \sqrt{\frac{0,0136 \cdot 8 \cdot 0,026 \cdot 500}{3600 \cdot 1 \cdot 2512}} = 3,95 \cdot 10^{-4}, \text{ м}.$$

Таким чином, вода, що подається в циліндр двигуна 4Ч 11 / 12,5, повинна мати розмір крапель не більше 0,39 мм.

Згідно з експериментальними дослідженнями, проведеними П.І. Воропай, і А.А. Шленова [14], при перепаді тиску на водній форсунки рівному 0,2 МПа діаметр краплі води практично збігається з діаметром сопла форсунки. На основі цих досліджень можна спочатку прийняти діаметр сопла роспилювача водної форсунки не більше 0,35 ... 0,4 мм.

Разом з тим, нагадаємо, що процес випаровування відбувається з характеристиками, що постійно змінюються, як самого робочого тіла, так і умов всередині циліндра двигуна, що призводить до досить грубих допущень. Визначити оптимальний обсяг води, що подається і оцінити реальну картину процесів, що відбуваються можна, тільки перевіривши представлені вище теоретичні залежності для залежності результатами

відповідних експериментальних досліджень.

2.2 Теоретичні дослідження робочого циклу двигуна при застосуванні водної інжекції

Двигун внутрішнього згорання є перетворювачем енергії палива в механічну енергію. У зв'язку з цим, підвищення його паливної економічності пов'язано, перш за все, з досягненням максимальної віддачі енергії палива. З цією метою необхідно провести дослідження термодинамічного циклу. Відмінністю теоретичного термодинамічного циклу є те, що згорання палива відбувається не при нерухомому поршні (Ізохоричний про- процес), як у бензинового двигуна з іскровим запалюванням, а при русі поршня з верхньої (внутрішньої) мертвої точки (ВМТ). У цьому випадку тиск залишається постійним (ізобарний процес) і підвищується тільки після повного згорання палива. Насправді в обох двигунах згорання палива відбувається при рухомому поршні, і цикл підведення теплоти є змішаним [19].

Традиційно, в якості критерію оцінки термодинамічних циклів, використовується цикл, запропонований французьким ученим і інженером Саді Карно, який вперше його описав у своєму творі «Про рушійну силу вогню і про машини, які здатні розвивати цю силу» в 1824 році. У термодинаміки процес Карно являє собою оборотний круговий процес, що складається з двох адіабатичних і двох ізотермічних процесів. У циклі Карно теплова машина перетворює теплоту в роботу з максимально можливим термічним коефіцієнтом корисної дії, який визначається за формулою

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}, \quad (2.16)$$

де Q_1 - кількість теплоти, підведене до робочого тіла від стороннього джерела (нагрів- Ватель); Q_2 - кількість теплоти, відведений від робочого тіла до холодного джерела (холо- дільнику); T_1 - температура нагрівача; T_2 - температура холодильника.

З виразу (2.16) випливає, що ККД теплової машини, що працює по циклу Карно, залежить тільки від температур нагрівача і холодильника, але не залежить ні від пристрою машини, ні від виду або властивостей її робочого тіла. Однак реалізувати на практиці такий цикл неможливо. Тому ККД циклу Карно дає верхню межу ККД будь-якої теплової машини і дозволяє оцінити відхилення реального ККД від максимального, тобто оцінити втрати енергії внаслідок неідеальності теплових процесів.

Ступінь використання теплоти в робочому циклі, тобто його економічність, оцінюють індикаторним ККД, який являє собою відношення теплоти, еквівалентній індикаторної роботі, до всієї теплоті, введеної в двигун з паливом:

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q} = \frac{3600 \cdot N_i}{G_m \cdot H_u} = \frac{3600}{g_i \cdot H_u}, \quad (2.17)$$

де Q_i - теплота, еквівалентній індикаторної роботі двигуна, МДж; Q - теплота, введена в двигун з паливом, МДж; H_i - нижча теплота згорання палива, МДж / кг; N_i - індикаторна потужність двигуна, кВт; G_m - годинна витрата палива, кг / год; g_i - питома індикаторний витрата палива, кг / (кВт·ч).

Для оцінки економічності роботи двигуна в цілому використовується ефективний ККД, що є відношенням теплоти, еквівалентній ефективній роботі (знятої з колінчастого вала двигуна), до всієї теплоті, введеної в двигун з паливом. Ефективний ККД враховує як теплові, так і механічні втрати в двигуні. Ефективний ККД, аналогічно індикаторного ККД, визначається за формулою

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q} = \frac{3600 \cdot N_e}{G_m \cdot H_u} = \frac{3600}{g_e \cdot H_u}, \quad (2.18)$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, МДж; Q - теплота, введена в двигун з паливом, МДж; N_e - ефективна потужність двигуна, кВт; G_m - годинна витрата палива, кг / год; g_e - питома ефективна витрата палива, кг / (кВт·ч).

З метою оцінки впливу водної інжекції на індикаторні та ефективні показники роботи досліджуваного двигуна 4Ч 11 / 12,5 зробимо його тепловий розрахунок відповідно до вихідних даних, зазначеними в

додатку А і таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Вихідні дані для розрахунку двигуна 4Ч 11 / 12,5

показник	значення
Марка двигуна	4Ч 11 / 12,5 (Д-240)
Ефективна потужність двигуна, кВт (к.с.)	55,15 ^{+3,5} (75 ⁺⁵)
Номинальна частота обертання колінчастого вала (n), хв ⁻¹	2200
Діаметр циліндрів / хід поршня, мм	110×125
число циліндрів (i), шт.	4
Робочий об'єм циліндрів двигуна, л	4,75
Ступінь стиснення (ε)	16,0
Коефіцієнт надлишку повітря (α)	1,4
Тиск навколишнього середовища (p ₀), МПа	0,1
температура довкілля (T ₀), До	293
Температура залишкових газів (T _r), До	750
коефіцієнт виділення теплоти (ξ)	0,83

Відповідно до ГОСТ 305-82 для двигуна 4Ч 11 / 12,5 приймаємо дизельне паливо з цетановим числом - не менше 45. Згідно [20], середній елементарний склад палива:

$$C = 0,870; H = 0,126; O = 0,004.$$

При тепловому розрахунку двигунів внутрішнього згорання слід користуватися нижчою теплотою згорання палива. Між нижчої і вищої теплотою згорання палива існує наступна зв'язок

$$H_1 = H_0 - 2,512 \cdot W, \text{ МДж / кг,} \quad (2.19)$$

де H_0 - вища теплота згорання палива, МДж / кг; W - маса водяної пари в продуктах згорання, кг; 2,512 - прийняте при технічних розрахунках середнє значення питомої теплоти пароутворення води, МДж / кг.

Тоді, з урахуванням вищевикладеного,

$$H_1 = 33,91C + 125,60H - 10,89 (O - S) - 2,51 (9H + W), \text{ МДж / кг,} \quad (2.20)$$

де S - кількість сірки в продуктах згорання палива, кг.

$$\begin{aligned} H_1 &= 33,91 \times 0,870 + 125,6 \times 0,126 - 10,89 \times 0,004 - 2,51 \times 9 \times \\ & \quad 0,126 = \\ & = 42,44 \text{ МДж / кг} = 42\,440 \text{ кДж / кг.} \end{aligned}$$

Визначимо параметри робочого тіла. Теоретично необхідну кількість повітря для згорання 1 кг палива

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right), \frac{\text{кмоль воздуха}}{\text{кг топлива}} \quad (2.21)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,870}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} \right) = 0,500 \frac{\text{кмоль воздуха}}{\text{кг топлива}}$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}} \quad (2.22)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,870 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,452 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}$$

Відомо, що зменшення коефіцієнта надлишку повітря α до можливих меж зменшує розміри циліндра і, отже, підвищує літрову потужність двигуна, але одночасно з цим значно зростає теплонатруга двигуна, особливо деталей поршневої групи, збільшується димність відпрацьованих газів. Дослідження [20] показують, що сучасні дизельні двигуни без наддуву стійко працюють на номінальному режимі без істотного перегріву при $\alpha = 1,4 \dots 1,5$. На основі вищевикладеного приймаємо $\alpha = 1,4$, тоді кількість свіжого заряду визначивши як

$$M_1 = \alpha L_0, \frac{\text{кмоль св. заряду}}{\text{кг топлива}} \quad (2.23)$$

$$M_1 = 1,400 \cdot 0,500 = 0,700 \frac{\text{кмоль св. заряду}}{\text{кг топлива}}$$

При повному згоранні палива ($\alpha \geq 1$) продукти згорання складаються з вуглекислого газу CO_2 , водяної пари H_2O , надлишкового кисню O_2 і азоту N_2 . Загальна кількість продуктів повного згорання палива визначається як

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,208)L_0, \frac{\text{кмоль пр. сг.}}{\text{кг топлива}} \quad (2.24)$$

$$M_2 = \frac{0,870}{12} + \frac{0,126}{2} + (1,400 - 0,208) \cdot 0,500 = 0,7315 \frac{\text{кмоль пр. сг.}}{\text{кг топлива}}$$

З урахуванням отриманих результатів, визначимо зміну кількості

робочого тіла при згоранні палива

$$\Delta M = M_2 - M_1, \frac{\text{кмоль см.}}{\text{кг топлива}} \cdot$$

(2.25)

$$\Delta M = 0,7315 - 0,700 = 0,0315 \frac{\text{кмоль см.}}{\text{кг топлива}} \cdot$$

Результати розрахунку наведемо в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 - Результати розрахунку параметрів робочого тіла

параметри	значення, $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг палива}}$
кількість свіжого заряду (M_1)	0,7000
кількість CO_2	0,0725
кількість $\text{H}_2\text{Про}$	0,0630
кількість Про_2	0,0416
кількість N_2	0,5544
кількість продуктів повного згорання (M_2)	0,7315
Зміна кількості робочого тіла (ΔM)	0,0315

Літературні джерела [21] відзначають, що для палива кількість молей продуктів згорання завжди більше, ніж кількість молей свіжого заряду (горючої суміші). Приріст обсягу продуктів згорання ΔM відбувається внаслідок збільшення сумарної кількості молекул в результаті ланцюгових хімічних реакцій розпаду молекул палива і утворення нових молекул. Зростання числа молей продуктів згорання сприяє збільшенню обсягу продуктів згорання і, як наслідок, сприяє деякому зростанню корисної праці газів при їх розширенні.

Потрібно відзначити, що в циліндрі реального двигуна в згоранні бере участь не горюча суміш, а робоча суміш, яка складається свіжого заряду (горючою суміші) і залишкових газів M_r (частини продуктів згорання, не видалених з циліндра в процесі випуску).

Строго кажучи, опис реальних циклів в теорії двигунів внутрішнього згорання спирається на використання ідеальних термодинамічних залежностей і наближенні їх до дійсних шляхом

урахування реальних факторів і прийняття обґрунтованих припущень. Замкнені теоретичні цикли, на відміну від дійсних процесів, що відбуваються в двигуні, здійснюються з урахуванням наступних припущень:

- перетворення теплоти в механічну енергію здійснюється в замкнутому обсязі і тим же незмінюваних кількістю робочого тіла;
- склад і теплоємність робочого тіла залишаються незмінними;
- підведення теплоти виробляється від стороннього джерела тільки при постійному обсязі і постійному тиску;
- процеси стиснення і розширення протікають адіабатично, без теплообміну з навколишнім середовищем, з постійними показниками адіабат;
- відсутні будь-які втрати теплоти на тертя, випромінювання і т.п. Термодинамічний цикл двигуна характеризується двома основними показниками: теплоспоживання (термічний коефіцієнт корисної дії) і працездатністю (питома робота циклу):
- термічний коефіцієнт корисної дії - відношення кількості теплоти, перетвореної в корисну механічну роботу, до загальної кількості теплоти, підведеної до робочого тіла

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (2.26)$$

де Q_1 - кількість теплоти, підведене до робочого тіла від стороннього джерела;
 Q_2 - кількість теплоти, відведений від робочого тіла до холодного джерела;

- питома робота циклу - відношення кількості теплоти, перетвореної в механічну роботу, до робочого об'єму циліндра двигуна

$$p_t = \frac{Q_1 - Q_2}{V_a - V_c} = \frac{L_{cy}}{V_a - V_c}, \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}, \quad (2.27)$$

де V_a - максимальний обсяг, яку він обіймав робочим тілом в кінці процесу розширення (поршень знаходиться в НМТ), м^3 ; V_c - мінімальний обсяг, яку він обіймав

робочим тілом в кінці процесу стиснення (поршень знаходиться в ВМТ), m^3 ; $L_{ц}$ - робота циклу, що дорівнює зміні кількості теплоти, Дж.

Процес впуску. В процесі впуску здійснюється наповнення циліндра двигуна внутрішнього згорання свіжим зарядом.

Параметри навколишнього середовища і залишкові газу.

Атмосферні умови

$$p_0 = 0,1 \text{ МПа}; \quad T_0 = 293 \text{ К.}$$

Тиск навколишнього середовища для двигуна 4Ч 11 / 12,5:

$$p_k = p_0 = 0,1 \text{ МПа.}$$

Температура навколишнього середовища для двигуна 4Ч 11 / 12,5:

$$T_k = T_0 = 293 \text{ К.}$$

Температуру і тиск залишкових газів визначимо, виходячи з рекомендацій [62, 65, 82, 91]:

$$T_r = 750 \text{ К.} \quad pr = 1,05 \cdot 0,1 = 0,105 \text{ МПа.}$$

Температура підігріву свіжого заряду. При роботі двигуна відбувається природний підігрів заряду, який може досягати $15 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

З урахуванням викладеного, приймаємо $\Delta T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Щільність заряду на впуску. Щільність заряду на впуску визначимо за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g T_k}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (2.28)$$

де R_g - питома газова стала повітря:

$$R_g = \frac{R}{\mu_g} = \frac{8315}{28,96} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}},$$

де R - універсальна газова постійна, $R = 8315 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \times \text{град}}$; μ_g - молярна маса повітря

$$(\text{маса } 1 \text{ кмоль повітря}), \mu_g = 28,96 \frac{\text{кг}}{\text{моль}}.$$

$$\rho_{\kappa} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}.$$

Втрати тиску на впуску, які виникають через наявність опорів у впускній системі двигуна і загасання швидкості руху заряду в циліндрі двигуна, визначимо з рівняння Бернуллі:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) \left(\frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \right) \cdot \rho_{\kappa} \cdot 10^{-6}, \text{ МПа}, \quad (2.29)$$

де β - коефіцієнт загасання швидкості руху заряду в перерізі циліндра; $\xi_{\text{вп}}$ - коефіцієнт опору впускної системи, віднесений до найбільш вузькому її сеченню; $\omega_{\text{вп}}$ - середня швидкість руху заряду в найменшому перетині впускної системи.

З урахуванням рекомендацій [62, 65, 82, 91], приймаємо

$$(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) = 2,7 \quad \text{и} \quad \omega_{\text{вп}} = 70 \text{ м/с}.$$

Тоді

$$\Delta p_a = 2,7 \cdot \left(\frac{70^2}{2} \right) \cdot 1,189 \cdot 10^{-6} = 0,008 \text{ МПа}.$$

Тиск в кінці впуску

$$p_a = p_{\kappa} - \Delta p_a, \text{ МПа}.$$

$$p_a = 0,100 - 0,008 = 0,092 \text{ МПа}. \quad (2.30)$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{\kappa} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon p_a - p_r}.$$

$$\gamma_r = \frac{293 + 20}{750} \cdot \frac{0,105}{16 \cdot 0,092 - 0,105} = 0,032. \quad (2.31)$$

Температура в кінці впуску

$$T_a = \frac{T_{\kappa} + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К}.$$

$$T_a = \frac{293 + 20 + 0,032 \cdot 750}{1 + 0,032} = 327 \text{ К}. \quad (2.32)$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_V = \frac{T_k(\epsilon p_a - p_r)}{(T_k + \Delta T)(\epsilon - 1)p_k} \cdot$$

$$\eta_V = \frac{293(16 \cdot 0,092 - 0,105)}{(293 + 20)(16 - 1) \cdot 0,1} = 0,853. \quad (2.33)$$

Результати розрахунку зведемо в таблицю 2.4

Таблиця 2.4 - Результати розрахунку параметрів процесу впуску

параметри	значення
Температура залишкових газів (T_r), До	750
Тиск залишкових газів (p_r), МПа	0,105
температура підігріву свіжого заряду (ΔT), °C	20
щільність заряду на впуску ($\overline{\rho_{до}}$),	1,189
втрати тиску на впуску (Δp_a), МПа	0,008
тиск в кінці впуску (p_a), МПа	0,092
Коефіцієнт залишкових газів (γ_r)	0,032
температура в кінці впуску (T_a), °C	327
Коефіцієнт наповнення (η_V)	0,853

Процес стиснення. У процесі стиснення свіжого заряду в циліндрі двигуна підвищуються температура і тиск робочого тіла, що забезпечує займання і ефективне згорання паливо-повітряної суміші. Саме високе дещо попереднє стиснення робочого тіла забезпечило значне підвищення ККД двигунів внутрішнього згорання на ранній стадії їх розвитку.

Процес стиснення - складний термодинамічний процес. Теоретично, при відсутності теплообміну між газами, днищем поршня, стінками циліндра і камери згорання цей процес можна було б розглядати як Адіабатний. Однак, на початку процесу стиснення, при відносно невисокій температурі свіжого заряду, має місце підведення теплоти від нагрітих поверхонь циліндра двигуна до робочого тіла. У міру розвитку процесу стиснення (русі поршня до ВМТ) і збільшення температури робочого тіла інтенсивність підведення теплоти до робочого тіла слабшає,

настає квазіадіабатіческое рівновагу. У другій половині процесу стиснення, коли температура робочого тіла перевищує температури стінок циліндра, тепловий потік йде в зворотному напрямку.

Очевидно, що кількість теплоти, підведене до робочого тіла і віддане їм стінок циліндра, неоднаково. Разом з тим, досвідчені дані показують, що ця різниця незначна. Тому на попередній стадії розрахунку (на номінальному режимі) можна з достатнім ступенем точності прийняти показників політропи стиснення приблизно рівним показнику адіабати. Згідно з рекомендаціями [62,65, 82, 91], при $\varepsilon = 16$ і $T_a = 327$ К приймаємо

$$n_1 \approx k_1 = 1,371.$$

Тоді, тиск і температура в кінці стиснення

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \quad \text{и} \quad T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1}. \quad (2.34)$$

$$p_c = 0,092 \cdot 16^{1,371} = 4,118 \text{ МПа} \quad \text{и} \quad T_c = 327 \cdot 16^{1,371-1} = 915 \text{ К}.$$

У разі використання водної інжекції у впускний колектор двигуна, згідно з поданими в попередньому розділі результатами дослідів, присутність води в складі свіжого заряду призведе до зміни його середньої мольної теплоємності. За даними [18], оптимальний обсяг води, що подається у впускний колектор двигуна на номінальному режимі, зіставляє близько 18 мг / цикл (близько 30% від циклової подачі палива).

Введемо в методику розрахунку коефіцієнт, що враховує присутність води в складі свіжого заряду, який може бути представлений як

$$\gamma_{H_2O} = \frac{m_{H_2O} \cdot i}{\rho_k \cdot V_h}. \quad (2.35)$$

де m_{H_2O} - маса циклової подачі води, мг/цикл; i – число циліндрів в двигуні; ρ_k – щільність свіжого заряду, мг/л; V_h - робочий об'єм циліндрів двигуна, л.

$$\gamma_{H_2O} = \frac{18 \cdot 4}{1,189 \cdot 10^3 \cdot 4,75} = 0,0127.$$

Тоді, середня мольна теплоємність в кінці стиснення:

а) повітря

$$(mc_V)_{t_0}^c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град.}}, \quad (2.36)$$

де $t_c = T_c - 273^\circ \text{C}$

$$(mc_V)_{t_0}^c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot (915 - 273) = 22,294 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град.}};$$

б) залишкових газів, згідно [12, 15] при $\alpha = 1,4$ і $t_c = 642^\circ \text{C}$,

$$(mc_V)_{t_0}^c = 23,987 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град.}};$$

в) водяної пари, отриманого внаслідок випаровування води в циліндрі двигуна, згідно [65, 82] при $t_c = 642^\circ \text{C}$

$$(mc_V)_{t_0}^c = 28,131 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град.}};$$

г) робочої суміші

$$(mc_V)_{t_0}^c = \left(\frac{1}{1 + \gamma_r + \gamma_{H_2O}} \right) \left[(mc_V)_{t_0}^c + \gamma_r (mc_V)_{t_0}^c + \gamma_{H_2O} (mc_V)_{t_0}^c \right], \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град.}}.$$

$$(mc_V)_{t_0}^c = \left(\frac{1}{1 + 0,032 + 0,0127} \right) [22,294 + 0,032 \cdot 23,987 + 0,0127 \cdot 28,131]$$

$$= 22,417 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град.}}$$

(2.37)

Результати розрахунків зведемо в таблицю 2.5.

Таблиця 2.5 - Результати розрахунку параметрів процесу стиснення

параметри	значення
температура в кінці стиснення (T_3), До	915
тиск в кінці стиснення (p_3), МПа	4,118
Середній показник політропи стиснення (n_1)	1,371
Середня мольна теплоємність робочої суміші $(mc_V)_{t_0}^c$	22,417

Процес згорання. Процес згорання є основним процесом робочого циклу двигуна внутрішнього згорання, протягом якого теплота, яка

виділяється внаслідок згорання палива, йде на підвищення внутрішньої енергії робочого тіла і на вчинення механічної роботи. На жаль, фізико-хімічна сутність процесу згорання моторних палив, як правило, володіють унікальним складом і характеристиками, вивчена недостатньо повно. Крім того, на характер протікання процесу згорання впливає велика кількість чинників: параметри процесів впуску та стискання, якість розпилю палива форсункою, частота обертання колінчастого вала двигуна і багато інших.

З метою спрощення термодинамічних розрахунків процесу згорання в двигунах приймають, що процес згорання в двигунах з займанням від стиснення відбувається спочатку при постійному обсязі (Ізохоричний процес), потім при постійному тиску (ізобарний процес), тобто по циклу зі змішаним підведенням теплоти. Метою розрахунку процесу згорання є визначення температури і тиску в кінці видимого процесу згорання.

Для досягнення поставленої мети визначимо коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші, який для досліджуваного двигуна знайдемо за формулою

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} .$$

$$\mu_0 = \frac{0,7315}{0,700} = 1,045 . \quad (2.38)$$

Коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} .$$

$$\mu = \frac{1,045 + 0,032}{1 + 0,032} = 1,076 . \quad (2.39)$$

Теплота згорання робочої суміші в дизельному двигуні без наддуву визначається як

$$H_{\text{раб. см.}} = \frac{H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль раб. см.}}$$

$$H_{\text{раб. см.}} = \frac{42\,440}{0,700(1 + 0,032)} = 58\,749 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль раб. см.}} \quad (2.40)$$

Середня мольна теплоємність продуктів згорання в дизелях

$$(mc_V)_{t_0}^z = \left(\frac{1}{M_2} \right) \left[M_{CO_2} (mc_V^{CO_2})_{t_0}^z + M_{H_2O} (mc_V^{H_2O})_{t_0}^z + \right. \\ \left. + M_{O_2} (mc_V^{O_2})_{t_0}^z + M_{N_2} (mc_V^{N_2})_{t_0}^z \right] \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град.}}$$

$$(mc_p)_{t_0}^z = (mc_V)_{t_0}^z + 8,315 \quad (2.41)$$

$$(mc_V)_{t_0}^z = \left(\frac{1}{0,7315} \right) \left[\begin{array}{l} 0,0725 \cdot (39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + \\ + 0,0630 \cdot (26,670 + 0,004438 \cdot t_z) + \\ + 0,0416 \cdot (23,723 + 0,001550 \cdot t_z) + \\ + 0,5544 \cdot (21,951 + 0,001457 \cdot t_z) \end{array} \right] =$$

$$= 24,160 + 0,00191 \cdot t_z, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град.}}$$

$$(mc_p)_{t_0}^z = 24,160 + 0,00191 \cdot t_z + 8,315 = 32,475 + 0,00191 \cdot t_z$$

Для двигунів, що працюють за циклом зі змішаним підведенням теплоти, рівняння згорання має вигляд

$$\xi_z H_{\text{раб. см.}} + [(mc_V)_{t_0}^z + 8,315 \lambda] \cdot t_c + 273 \cdot 8,315 \cdot (\lambda - \mu) = \mu (mc_p)_{t_0}^z t_z \quad (2.42)$$

де $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ - ступінь підвищення тиску

Величина ступеня підвищення тиску для двигунів залежить від кількості палива, що подається в циліндр, форми камери згорання і способу сумішоутворення. Крім того, з огляду на застосування водної інжекції, потенційно здатної збільшити період затримки запалення палива, потрібно відмітити, що величина ξ_z також впливає на період

затримки запалення палива, зі збільшенням якого ступінь підвищення тиску зростає.

Використовуючи рекомендації [21], приймаємо коефіцієнт використання теплоти рівним $\xi_z = 0,82$ і ступінь підвищення тиску - $\lambda = 2,0$. Тоді, температура в кінці видимого процесу згорання визначиться як

$$0,82 \cdot 58\,749 + [22,417 + 8,315 \cdot 2,0] \cdot 642 + 273 \cdot 8,315 \cdot (2,0 - 1,076) = \\ = 1,076 \cdot (32,475 + 0,00191 \cdot t_z) \cdot t_z$$

або

$$0,002055 \cdot t_z^2 + 34,9431 \cdot t_z - 75\,339,834 = 0$$

Дозволивши отримане квадратне рівняння щодо t_z , отримаємо

$$t_z = 1\,936 \text{ }^\circ\text{C}$$

або

$$T_z = t_z + 273 = 1\,936 + 273 = 2\,209 \text{ К.}$$

Максимальний тиск згорання для двигуна 4Ч 11 / 12,5

$$p_z = \lambda \cdot p_c, \text{ МПа.}$$

$$p_z = 2,0 \cdot 4,118 = 8,236 \text{ МПа.} \quad (2.43)$$

Ступінь попереднього розширення для двигуна 4Ч 11 / 12,5

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda T_c}.$$

$$\rho = \frac{1,076 \cdot 2\,209}{2,0 \cdot 915} = 1,299. \quad (2.44)$$

Результати розрахунків зведемо в таблицю 2.6.

Таблиця 2.6 - Результати розрахунку параметрів процесу згорання

параметри	значення
Коефіцієнт молекулярного зміни свіжої суміші (μ_0)	1,045
Коефіцієнт молекулярного зміни робочої суміші (μ)	1,076
Теплота згорання робочої суміші ($H_{\text{раб. см.}}$),	58 749
температура в кінці видимого процесу згорання (T_z), До	2 209
Максимальний тиск згорання, (p_z), МПа	8,236
Ступінь попереднього розширення (ρ)	1,299

Процес розширення. У процесі розширення відбувається перетворення теплової енергії палива в механічну роботу двигуна. Розширення протікає по складному закону, залежному від теплообміну між газами і навколишніми стінками, величини підведення теплоти в результаті догорання палива і відновлення продуктів дисоціації, зменшення теплоємності продуктів згорання внаслідок зниження температури при розширенні та ін. Крім того, в реальному циклі процес розширення протікає по політропи зі змінним показників. У початковий період показник політропи змінюється від 0 до 1 (температура газів підвищується, незважаючи на розширення, внаслідок інтенсивного догорання палива), потім збільшується і досягає значення показника адіабати (Догорання палива і відновлення продуктів дисоціації зменшується і становиться рівним відведення теплоти), далі перевищує показник адіабати (виділення теплоти менше відведення теплоти).

Проте, для проведення попередніх розрахунків приймаємо, що, так само як і при розгляді процесу стиснення, процес розширення протікає по політропи з постійним показником.

Згідно з даними [21], величина середнього показника політропи розширенню n_2 незначно відрізняється від показника адіабати k_2 і, як правило, в меншу сторону, при попередніх розрахунках нових двигунів величину n_2 можна оцінити за величиною k_2 для відповідних значень Σ (або δ), α і T_z . З урахуванням вищевикладеного, показник адіабати розширення визначається в результаті спільного рішення двох рівнянь:

$$k_2 = 1 + \frac{\lg T_z - \lg T_b}{\lg \delta}$$

$$k_2 = 1 + \frac{8,315}{(mc_v)_{t_b}^z} \quad . \quad (2.45)$$

Ступінь подальшого розширення для двигуна 4Ч 11 / 12,5 визначивши я

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

$$\delta = \frac{16,0}{1,299} = 12,317 . \quad (2.46)$$

З урахуванням рекомендацій [21], приймаємо:

- показник адіабати розширення $k_2 = 1,274$;
- показник політропи розширення $n_2 = 1,260$.

З урахуванням прийнятих значень адіабати і політропи розширення визначимо тиск і температуру в кінці розширення

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} . \quad (2.47)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ К} . \quad (2.48)$$

$$p_b = \frac{8,236}{12,317^{1,26}} = 0,348 \text{ МПа} ; \quad T_b = \frac{2\,209}{12,317^{1,26-1}} = 1150 \text{ К} .$$

Зробимо перевірку раніше прийнятої температури залишкових газів:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}, \text{ К} . \quad (2.49)$$

$$T_r = \frac{1150}{\sqrt[3]{\frac{0,348}{0,105}}} = 771 \text{ К} . \quad \Delta = \frac{771 - 750}{771} \times 100 = 2,72 \% .$$

Помилка склала 2,72%, що допустимо

Індикаторні параметри робочого циклу. Теоретичний середній індикаторний тиск

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} .$$

$$p_i = \frac{4,118}{16 - 1} \left[2 \cdot (1,299 - 1) + \frac{2 \cdot 1,299}{1,26 - 1} \left(1 - \frac{1}{12,317^{1,26-1}} \right) - \frac{1}{1,371 - 1} \left(1 - \frac{1}{16^{1,371-1}} \right) \right] =$$

$$= 1,004 \text{ МПа} . \quad (2.50)$$

Середній індикаторний тиск для дизелів без наддуву

$$p_i = \varphi_n \cdot p_i', \text{ МПа} . \quad (2.51)$$

де φ_n - коефіцієнт повноти діаграми. Приймаємо $\varphi_n = 0,95$.

$$p_i = 0,95 \cdot 1,004 = 0,954 \text{ МПа} .$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v} .$$

$$\eta_i = \frac{0,954 \cdot 14,452 \cdot 1,4}{42,44 \cdot 1,189 \cdot 0,853} = 0,448 . \quad (2.52)$$

Індикаторна питома витрата палива

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} , \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} .$$

$$g_i = \frac{3600}{42,44 \cdot 0,448} = 189 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} . \quad (2.53)$$

Індикаторна потужність на номінальному режимі

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau} , \text{ кВт} .$$

$$N_i = \frac{0,954 \cdot 4,75 \cdot 2200}{30 \cdot 4} = 83,94 \text{ кВт} . \quad (2.54)$$

Ефективні показники двигуна. Середній ефективний тиск ре являє собою відношення ефективної роботи на колінчастому валу двигуна внутрішнього згорання до одиниці робочого об'єму циліндра. У розрахунках ре визначається за середнім індикаторного тиску p_i за вирахуванням умовного тиску механічних втрат

$$p_e = p_i - p_m , \text{ МПа} . \quad (2.55)$$

Середній тиск механічних втрат визначається як

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot v_{п.ср} , \text{ МПа} , \quad (2.56)$$

де $V_{п.ср}$ - середня швидкість поршня

$$v_{\text{п.ср.}} = \frac{S \cdot n}{30}, \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

де S - хід поршня, м; n - частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1}

$$v_{\text{п.ср.}} = \frac{0,125 \cdot 2200}{30} = 9,2 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

Тоді

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot 9,2 = 0,198 \text{ МПа}.$$

З урахуванням (2.71) визначимо середнє ефективне тиск

$$p_e = 0,954 - 0,198 = 0,756 \text{ МПа}$$

Ефективна потужність на номінальному режимі

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт}.$$

$$N_e = \frac{0,756 \cdot 4,75 \cdot 2200}{30 \cdot 4} = 65,84 \text{ кВт}.$$

(2.57)

Механічний ККД являє собою відношення середнього ефективного тиску p_e до індикаторного тиску p_i

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \quad \text{или} \quad \eta_m = 1 - \frac{p_m}{p_i}.$$

$$\eta_m = \frac{0,756}{0,954} = 0,792.$$

(2.58)

Відомо, що механічний ККД зменшується зі збільшенням втрат в двигуні, які визначаються витратами енергії на насосні ходи поршня, втратами у впускному і випускному трубопроводах, на привід допоміжних систем і механізмів, які обслуговують роботу двигуна.

Ефективний ККД і ефективний питома витрата палива

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \tag{2.59}$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}, \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

$$\eta_e = 0,448 \cdot 0,792 = 0,355; \quad g_e = \frac{3600}{42,44 \cdot 0,355} = 239 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

(2.60)

Крутний момент двигуна

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n}, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 65,84}{3,14 \cdot 2200} = 286 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$
(2.61)

Літрова потужність двигуна

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_{\text{л}}}, \frac{\text{кВт}}{\text{дм}^3(\text{л})}.$$

$$N_{\text{л}} = \frac{65,84}{4,75} = 13,86 \frac{\text{кВт}}{\text{дм}^3(\text{л})}.$$
(2.62)

Часова витрата палива

$$G_{\tau} = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3}, \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

$$G_{\tau} = 65,84 \cdot 239 \cdot 10^{-3} = 15,7 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$
(2.63)

Отримані результати розрахунку зведемо в таблицю 2.7.

Таблиця 2.7 - Результати розрахунку ефективних показників двигуна 4Ч 11/12,5

параметри	значення	
	4Ч11 / 12,5	4Ч11 / 12,5 з водною інжекцією
Ефективна потужність двигуна (N_e), кВт	55,15	65,84
Ефективний крутний момент двигуна (M_e), Нм	239	286
середнє індикаторне тиск (p_i), МПа	0,831	0,954
середнє ефективне тиск (p_e), МПа	0,633	0,756
Середній тиск механічних втрат (p_m), МПа	0,198	0,198
Ефективний ККД двигуна (η_e)	0,298	0,355
ККД механічних втрат (η_m)	0,762	0,792
Питома ефективна витрата палива (g), $\frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$	284	239

Порівняємо отримані дані з параметрами роботи двигуна на чистому дизельному паливі. Аналіз показує, що внаслідок використання водної інжекції можливе підвищення ефективної потужності двигуна 4 Ч 11 / 12,5 на 10,69 кВт або на 19,38%.

Таким чином, результати теплового розрахунку робочого циклу двигуна 4Ч 11 / 12,5 показують, що використання водної інжекції сприяє перевищенню потужності двигуна, збільшення індикаторного й ефективного ККД, зниження питомої ефективної витрати вуглеводневого палива.

2.3 Дослідження ефективних показників роботи двигуна 4Ч 11 / 12,5 при використанні водної інжекції

Індикаторна діаграма двигуна 4Ч 11 / 12,5 була побудована з урахуванням отриманих даних розрахунку робочого процесу. Побудова індикаторної діаграми вироблялося аналітичним способом за допомогою пакета прикладних програм Microsoft Excel. Результати розрахунку представлені на рисунку 2.5.

При побудові індикаторної діаграми були використані рекомендації [19]. Перевірка точності побудови проводилася шляхом порівнювання значень індикаторного тиску. Для чого, шляхом чисельного інтегрування (використовувався метод прямокутників) була виміряна площа під кривою ac (робота, витрачена на стиск робочої суміші), яка була співвіднесена з ходом поршня і отримана величина середнього тиску процесу стиснення p_{ac} . Потім, була виміряна площа під кривою $z'zb$ (теоретичний цикл розширення). Віднісши цю площу до ходу поршня, було визначено середній тиск процесу розширення p_{zb} .

Різниця отриманих тисків

$$p_i' = p_{zb} - p_{ac}, \text{ МПа} . \quad (2.64)$$

Середнє індикаторне тиск p_i дійсного циклу відрізняється від значення p_i' на

величину, пропорційну зменшенню розрахункової діаграми за

рахунок заокруглення в точках c , z , b (на малюнку 2.5 показана скругленна діаграма). Зменшення теоретичного середнього індикаторного тиску внаслідок відхилення дійсного процесу від розрахункового циклу оцінюється коефіцієнтом повноти діаграми ϕ_i і величиною середнього тиску насосних втрат Δp_i

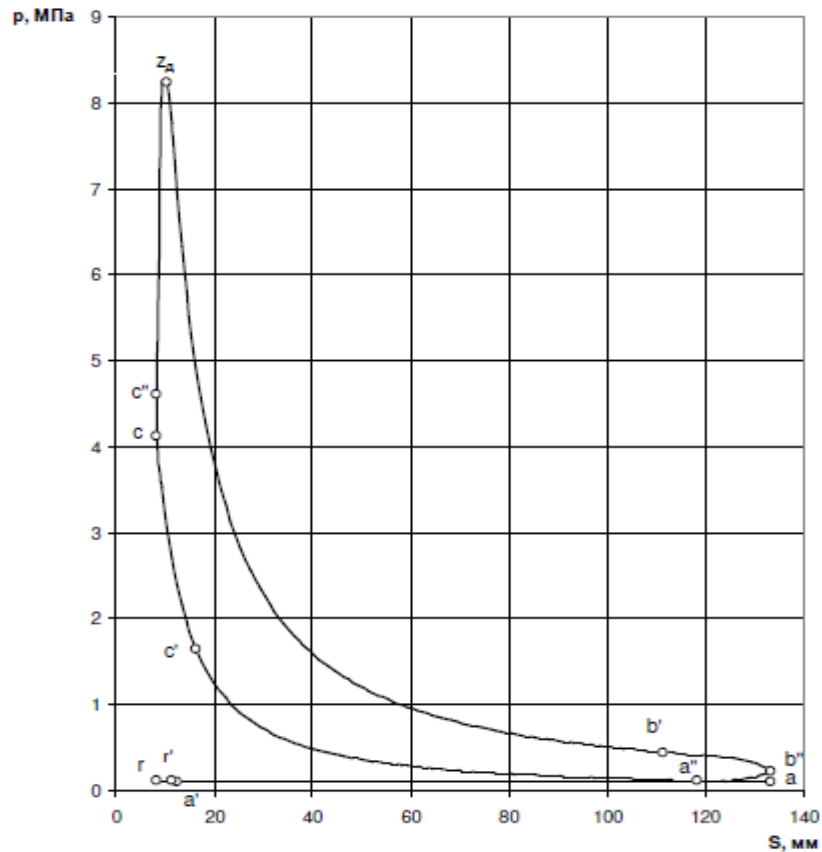


Рисунок 2.5 – Індикаторна діаграма двигуна 4Ч 11/12,5

Середній тиск насосних втрат при процесах впуску і випуску визначається як

$$\Delta p_i = p_r - p_a, \text{ МПа} .$$

(2.65)

Результати розрахунку представлені в таблиці 2.8.

Отримано порівняно невелика помилка (3,95%), що говорить про прийнятності використання отриманої індикаторної діаграми для подальших обстежень роботи двигуна 4Ч 11 / 12,5. На підставі

проведеного теплового розрахунку складемо питомий тепловий баланс двигуна 4Ч 11/12,5 при застосуванні водної інжекції за одну секунду його роботи.

Таблиця 2.8 - Результати розрахунку середнього індикаторного тиску

параметри	значення
Площа під кривою ас, МПа · мм	61,586
хід поршня, мм	125,0
Середній тиск процесу стиснення (p_{ac}), МПа	0,492
Площа під кривою z'zb, МПа · мм	180,907
Середній тиск процесу розширення (p_{zb}), МПа	1,447
Різниця тисків (p_i), МПа	0,955
Коефіцієнт повноти діаграми (ϕ_i)	0,92
Середній тиск насосних втрат (Δp_i), МПа	0,013
середнє індикаторное тиск, визначене за індикаторної діаграмі двигуна (p_i), МПа	0,865
Середній розрахунковий індикаторное тиск (p_i), МПа	0,831
Помилка розрахунку, %	3,95

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, визначиться як

$$Q_0 = \frac{H_u G_{\tau}}{3,6}, \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

$$Q_0 = \frac{42\,440 \cdot 15,7}{3,6} = 185\,086 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}. \quad (2.66)$$

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна

$$Q_e = 1000 \cdot N_e, \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

$$Q_e = 1000 \cdot 65,84 = 65\,840 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}. \quad (2.67)$$

Теплота, що передається охолоджуючої системі двигуна

$$Q_v = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \left(\frac{1}{\alpha} \right), \frac{\text{Дж}}{\text{с}}. \quad (2.68)$$

де C - коефіцієнт пропорційності (для чотиритактних двигунів $C = 0,45 \dots 0,53$); i - число циліндрів; D - діаметр циліндра, см; m - показник ступеня (для чотиритактних двигунному $m = 0,6 \dots 0,7$); n - частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} .

$$Q_{\text{в}} = 0,49 \cdot 4 \cdot 11^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 2200^{0,65} \left(\frac{1}{1,4} \right) = 51\,749 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

Теплота, віднесена з відпрацьованими газами двигуна

$$Q_{\text{г}} = \left(\frac{G_{\text{г}}}{3,6} \right) \cdot \left[M_2 (mc_p)_{t_0}^r t_r - M_1 (mc_p)_{t_0}^k t_k \right], \frac{\text{Дж}}{\text{с}}. \quad (2.69)$$

$$\text{де } (mc_p)_{t_0}^r = (mc_v)_{t_0}^r + 8,315 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}; \quad (mc_v)_{t_0}^r = 23,440 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

- визначено за [65, 82] методом інтерполяції при $\alpha = 1,4$ і $t_r = 477^\circ \text{C}$

$$(mc_p)_{t_0}^r = 23,440 + 8,315 = 31,755 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}};$$

$$(mc_p)_{t_0}^k = (mc_v)_{t_0}^k + 8,315 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}; \quad (mc_v)_{t_0}^k = 20,775 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

визначено за таблицями (графа «Повітря») [19,20] методом інтерполяції при $t_k = 20^\circ \text{C}$

$$(mc_p)_{t_0}^k = 20,775 + 8,315 = 29,090 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}};$$

$$Q_{\text{г}} = \left(\frac{15,7}{3,6} \right) \cdot [0,7315 \cdot 31,755 \cdot 477 - 0,700 \cdot 29,090 \cdot 20] = 46\,546 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

Невраховані втрати теплоти

$$Q_{\text{ост}} = Q_o - (Q_e + Q_{\text{в}} + Q_{\text{г}}), \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

$$Q_{\text{ост}} = 185\,086 - (65\,840 + 51\,749 + 46\,546) = 20\,951 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}. \quad (2.70)$$

Результати розрахунку складових теплового балансу представлені в таблиці 2.9 і на рисунку 2.6.

Таблиця 2.9 - Тепловий баланс двигуна 4Ч 11 / 12,5 при використанні водної інжекції

Складові теплового балансу	4Ч 11 / 12,5	
	Q, Дж /	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	65 840	35
Теплота, що передається системі охолодження двигуна	51 749	27
Теплота, віднесена з відпрацьованими газами	46 546	25
Невраховані втрати теплоти	20 951	11
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	185 086	10

Аналіз отриманих даних показує, що частка неврахованих втрат теплоти становить понад 11%. Це говорить про те, що зроблений розрахунок носить наближених характер і не враховує втрати теплоти, витраченої на нагрів води, яка подається в циліндри двигуна при застосуванні водної інжекції.

На підставі даних таблиці 2.9, термічний ККД досліджуваного двигуна становитиме 35,57%.

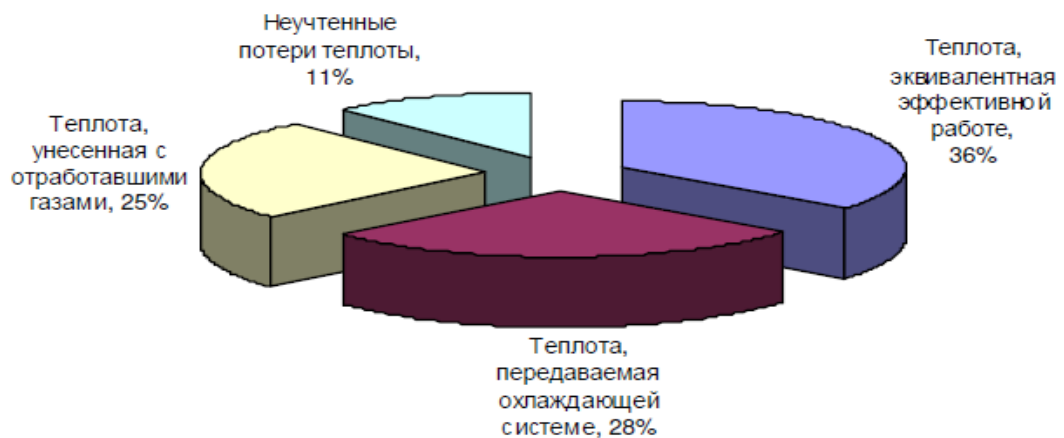


Рисунок 2.6 - Складові теплого балансу двигуна 4Ч 11 / 12,5 при використанні водної інжекції

Зробимо розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики двигуна 4 Ч 11 / 12,5 при застосуванні водної інжекції, прийнявши в якості вихідних даних ефективні показники, представлені в таблиці 2.7, і швидкісні режими, представлені в таблиці 2.10.

Таблиця 2.10 - Вихідні дані для розрахунку зовнішньої швидкісної характеристики досліджуваного двигуна

Швидкісний режим	значення
мінімальна частота обертання колінчастого вала (n_{\min}), хв^{-1}	1400
Номінальна частота обертання колінчастого вала (n_{nom}), хв^{-1}	2200
Максимальна частота обертання колінчастого вала (n_{\max}), хв^{-1}	2350

Приймаємо, згідно з таблицею 2.7, значення номінальної потужності рівним $Ne_{\text{nom}} = 65,84$ кВт. Поточні значення досліджуваних показників коректорної гілки зовнішньої швидкісної характеристики визначимо за

формулами розрахунку, які предсталені в таблиці 2.11.

У таблицях 2.12, 2.13 і на малюнку 2.7 представлені результати розрахунку параметрів коректорної галузі зовнішньої швидкісної характеристики стандартного двигуна 4Ч 11 / 12,5 і цього ж двигуна при використанні водної інжекції.

Аналіз представлених даних показує, що в результаті використання водної інжекції збільшення ефективної потужності і крутного моменту зіставляють 19,4%, коефіцієнт пристосовності двигуна склав 18,4%.

Таблиця 2.11 - Формули розрахунку коректорної гілки зовнішньої швидкісної харатеристики досліджуваного двигуна

Параметр	Формула расчета
Эффективная мощность двигателя, кВт	$N_{ex} = N_{enom} \frac{n_x}{n_{nom}} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_{nom}} - \left(\frac{n_x}{n_{nom}} \right)^2 \right]$
Эффективный крутящий момент, Нм	$M_{ex} = N_{ex} \cdot \frac{3 \cdot 10^4}{\pi \cdot n_x} = 9554 \frac{N_{ex}}{n_x}$
Среднее эффективное давление, МПа	$p_{ex} = N_{ex} \cdot \frac{30 \cdot \tau}{V_{\pi} \cdot n_x}$
Средняя скорость поршня, м/с	$v_{п.ср.} = \frac{S \cdot n_x}{3 \cdot 10^4}$
Среднее давление механических потерь, МПа	$p_{мх} = 0,089 + 0,0118 v_{п.ср.}$
Среднее индикаторное давление, МПа	$p_{ix} = p_{ex} + p_{мх}$
Индикаторный крутящий момент, Нм	$M_{ix} = p_{ix} \cdot \frac{V_{\pi} \cdot 10^3}{\pi \cdot \tau}$
Удельный эффективный расход топлива, $\frac{g}{кВт \cdot ч}$	$g_{ex} = g_{enom} \left[1,55 - 1,55 \frac{n_x}{n_{nom}} + \left(\frac{n_x}{n_{nom}} \right)^2 \right]$
Часовой расход топлива, $\frac{кг}{ч}$	$G_{тх} = g_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 10^{-3}$
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_x = 0,815 + 0,000275 \cdot n_x$
Коэффициент наполнения	$\eta_{vx} = p_{ex} \cdot l_0 \cdot \alpha_x \frac{g_{ex}}{3600 \cdot \rho_x}$

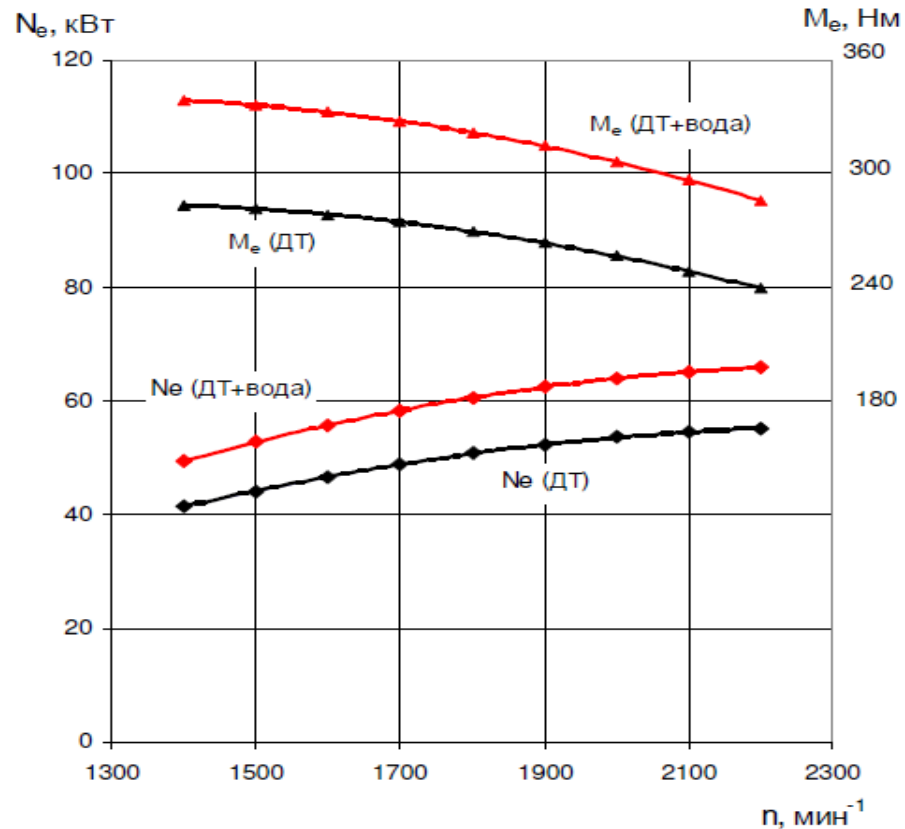
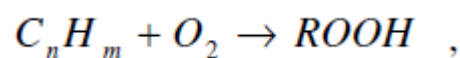


Рисунок 2.7 - Розрахункова зовнішня швидкісна характеристика двигуна 4Ч 11 / 12,5 при роботі на дизельному паливі і водопаливної суміші (30%)

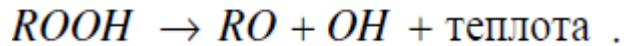
Разом з тим, даний розрахунок слід вважати попередніми, так як вплив води в складі водопаливної суміші враховано опосередковано. Остаточні висновки можна зробити, провівши дослідження процесу самозаймання і горіння палива в присутності води. Як відомо, процес самозаймання палива прийнято описувати ланцюговою теорією горіння. Відповідно до цієї теорії, частина молекул палива під впливом підвищення в процесі стиснення температури і щільності повітря вступає в з'єднання з молекулами кисню. В результаті утворюються перенасичені кисневі з'єднання (гідроперекиси)



де ROOH - загальна формула гідроперекисей.

Отримані сполуки вкрай нестійкі, тому при зміні температури або

тиску вони розпадаються із звільненням великої кількості теплоти і утворенням вільних радикалів. Розщеплення ROOH відбувається по зв'язку O - O:



Стався при критичних значеннях температури і тиску розпад гідроперекисів запускає ланцюгову реакцію, яка призводить до появи початкового вогнища самозаймання (горіння палива).

Очевидно, що на здійснення процесу самозаймання витрачається певний час, зване періодом затримки займання. Теоретично вважається, що початок процесу самозаймання робочої суміші починається в точці з '(рисунок 2.5).

Час затримки запалення дуже впливає на жорсткість роботи двигуна. Чим плавніше відбувається наростання тиску в циліндрі двигуна (довший період затримки запалення палива), тим м'якше працює двигун.

На рис. 2.8 представлені ілюстрації «м'якої» та «жорсткої» роботи поршневого двигуна. Автори даного джерела відзначають: «Встановлено, що процес самозаймання настає в газовій фазі, що лімітується фазою випаровування палива ». Прийнявши процес випаровування стаціонарним, можна скористатися спрощеним рівнянням теплопередачі

$$Q = \alpha \cdot (t_c - t_r) \cdot F \cdot \tau , \quad (2.71)$$

де Q - теплота, необхідна для випаровування такої кількості розпорошеного палива, котрого досить для утворення з повітрям місцевого осередку самозаймання; α - коефіцієнт тепловіддачі; t_c - середня температура повітря за час затримки самозаймання; t_r - температура подаваного палива; F - поверхня розпорошеного палива; τ - час затримки самозаймання.

З рівняння (2.71) випливає, що

$$\tau = \frac{Q}{\alpha \cdot (t_c - t_r)} . \quad (2.72)$$

Очевидно, що кількість необхідної для випаровування палива

теплоти буде залежати від властивостей використовуваного палива. Наприклад, паливо з великим вмістом парафінів (дизельне паливо) зажадає менше теплоти, а паливо з великим вмістом ароматичних вуглеводнів (бензин) більше теплоти. Це пояснюється великою міцністю атомарних зв'язків у ароматичних вуглеводнів.

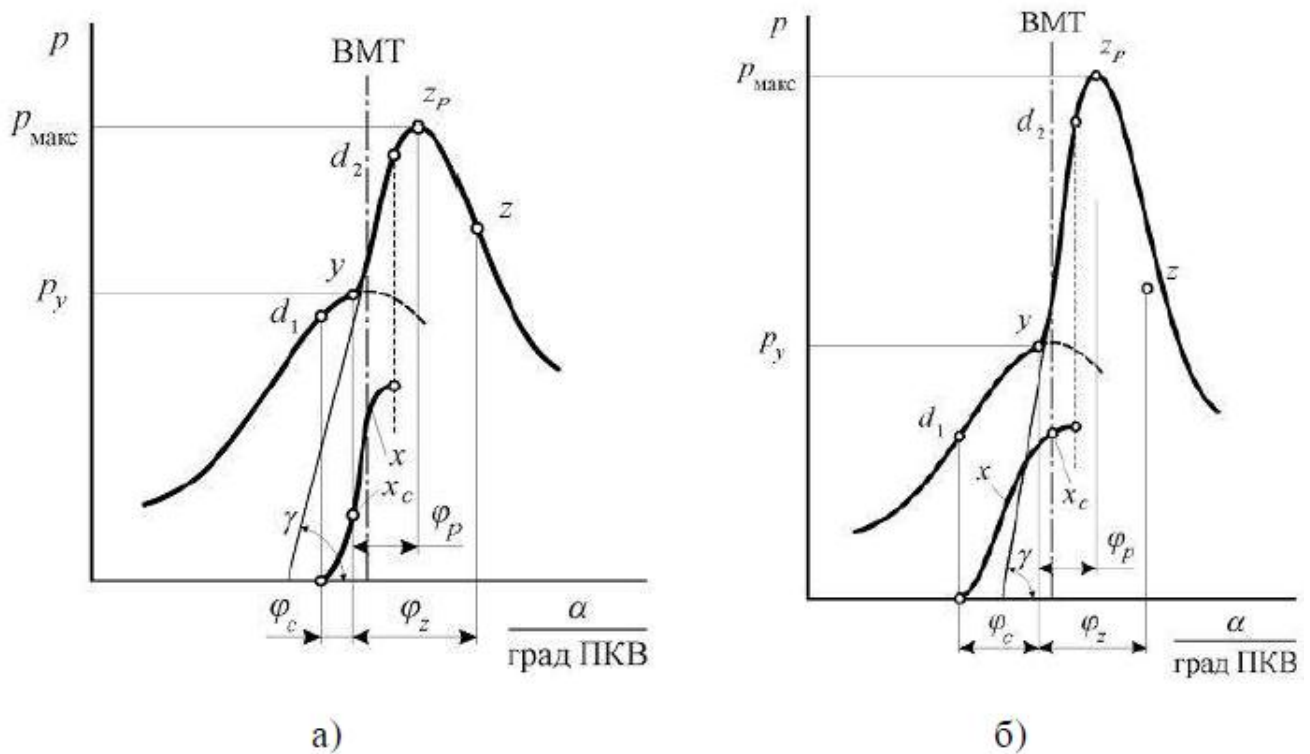


Рисунок 2.8 - Індикаторна діаграма: а) при «м'якій» роботі двигуна; б) при «жорсткій» роботі двигуна

В теорії двигунів внутрішнього згорання відомо напівемпіричне рівняння проф. А.І. Толстова, яке використовується для розрахунку часу затримки самозаймання в дизелях:

$$\tau = \frac{B \cdot \sqrt{C}}{100} \cdot \sqrt{\frac{T_a}{P_a}} \cdot e^{\frac{EC^{0,34}}{RT}} \quad (2.73)$$

де T_a - температура на початку такту стиснення; p_a - тиск на початку такту стиснення; E - умовна енергія активації палива, що враховує також процес його випаровування, $E = 5000 \dots 6000$ ккал / моль; B - коефіцієнт, що залежить від частоти обертання колінчастого вала двигуна, який визначається за емпіричною формулою

$$B = 12 \cdot 10^{-4} \cdot (1,0 \dots 1,6 \cdot 10^{-4}) \cdot n;$$

n - частота обертання колінчастого вала двигуна; Z - абстрактна величина, що обчислюється за формулою

$$C = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \frac{\sigma}{\beta} \right];$$

ε - ступінь стиснення; β - частка втраченого обсягу

$$\beta = \frac{V'_h}{V_h};$$

V'_h - частина робочого об'єму, відповідна переміщенню поршня при відкритих пристроях механізму газорозподілу в такті стиснення; σ - положення поршня в момент подачі палива, яке визначається з кінематики переміщення поршня

$$\sigma = \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \theta_{\text{впр}} + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta_{\text{впр}}} \right) \right];$$

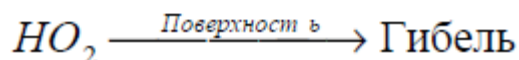
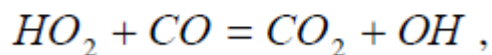
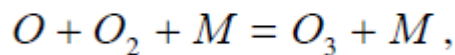
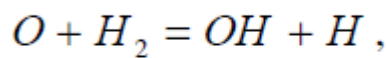
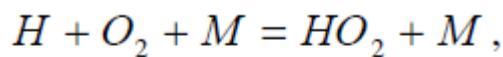
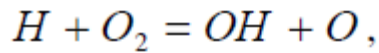
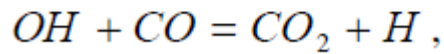
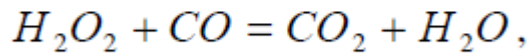
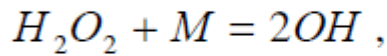
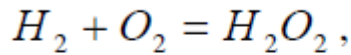
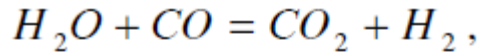
$\theta_{\text{впр}}$ - кут випередження подачі палива в циліндр двигуна; λ - відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна

Разом з тим, аналіз залежності часу затримки самозаймання палива (2.73) показує, що вона далеко не універсальна. Зокрема, для обліку властивостей використовуваних палив, необхідно експериментально визначати значення, наприклад, параметрів E і B . Крім того, вона абсолютно не враховує присутність води в циліндрі двигуна при застосуванні водної інжекції.

Аналіз результатів досліджень Б. Льюйса і Г. Ельбі [22] показує, що «Добавки невеликої кількості парів води різко прискорюють процес окислення окису вуглецю. Швидкість реакції при цьому зростає [22]. Іншими словами, вода (водяна пара) може виступати в якості каталізатора ланцюгової реакції самозаймання палива. З іншого боку, «... озон може також вступати в реакцію з H_2 , яка всюди йде повільно, за винятком області поблизу півострова займання, де концентрація озону щодо велика В цьому випадку водень починає витрачатися з більшою швидкістю, і так як ініціювання ланцюгів в системі залежить від його концентрації, то каталітичний вплив води на реакцію швидко зникає »[22].

Повна реакційна схема каталізованої водою реакції за висновками [22]

виглядає наступним чином:

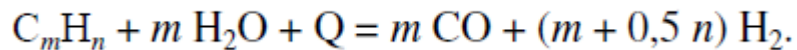


Таким чином, вплив води (водяної пари) може і не впливати на межі займання палива, але прискорювати процес горіння в тих температурних діапазонах, де реакція протікає повільно або не протікає зовсім. Іншими словами, присутність води в циліндрі двигуна може сприяти більш якісному згоранню палива.

Аналогічного висновку приходять і інші дослідники [23]. Зокрема, А.В. Горячкин (Національний університет кораблебудування ім. Адмірала Макарова, Херсонська філія, м Херсон), стосовно парових котельних установок, зазначає: «Поряд з інтенсифікацією сумішіутворення водяні пари активно беруть участь в хімічних реакціях полум'яних процесов. Істотний вплив на ці процеси мають дисоціація води, участь води в газифікації вуглецю, а також перерозподіл теплоти, виділяюча при екзотермічних реакціях. Дисоціація молекул води відбувається під впливом високої температури. Вона сприяє підвищенню швидкості горіння»[23].

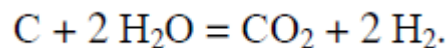
В.Р. Ведрученко висуває гіпотезу про зростання хімічної активності води в присутності горіння паливного факела. Автор стверджує, що на

ряду з чисто фізичної розправи води, протікає хімічна реакція водяного пара з вуглеводневим паливом.



В результаті реакції конверсії палива з парами води утворюється оксид вуглеводню і водень. Найбільш активно процес протікає при температурах понад 1000° С, причому його повнота визначається кількістю підведеної до реагентів теплоти в період проходження реакції. Надалі підведена теплота частинно компенсується горінням утворилися в процесі реакції CO і H₂. Присутність цих газів робить позитивний вплив на перебіг процесу горіння в цілому.

Хімічна активність води, при температурах вище 800° С, виражається також в газифікації незгорілих сажістих залишків вуглеводневого палива, яка описується наступною хімічною реакцією



Великий вплив присутності води і на освіту викидів окислів азоту. Аналіз літературних джерел [19] показує, що при підведенні водяної пари до кореня факела пальника котельні установки при спалюванні палива (концентрація водяної пари еквівалентна введенню 30% води) вміст NO_x знизилася до 335 мг / м³ (NO₂ = 68,3 мг / м³, а відношення NO₂ / NO збільшилася до 0,256). При спалюванні мазуту М40 вміст NO_x знизилася до 399 мг / м³ (NO₂ = 84,0 мг / м³, а відношення NO₂ / NO збільшилася до 0,268).

К.В. Треліна в своїх дослідженнях щодо впливу зволоження повітряного заряду двигунів сільськогосподарської техніки для зменшення викидів оксидів азоту (на прикладі двигуна Д-120) також приходять до аналогічних висновків. Потрібно особливо відзначити, що згубний вплив оксидів азоту на оброблювані сільськогосподарські культури висуває підвищені вимоги до їх гранично допустимої

концентрації в повітрі робочої зони, яка не повинна перевищувати 5 мг / м³.

На підставі викладеного можна зробити висновок, що використання водної інжекції в дизельному двигуні значно змінить процес самозаймання та горіння палива в циліндрі двигуна. Разом з тим, даний процес вивчений недостатньо повно, методики теоретичних розрахунків практично відсутні, внаслідок впливу великої кількості факторів, тому потрібно експериментальна перевірка висунутих гіпотез.

Висновки до розділу 2

1. В результаті теоретичних досліджень робочого процесу двигуна при застосуванні водної інжекції встановлено, що максимальний розмір краплі води не повинен перевищувати 0,39 мм, що досягається застосуванням інжектора з діаметром розпилювача форсунки 0,3 ... 0,4 мм при тиску не нижче 0,2 МПа.

2. В результаті математичного моделювання встановлено, що на номінальному режимі роботи двигуна 4 Ч 11 / 12,5 введення в паливоповітряну суміш 30% води від циклової подачі палива дозволяє збільшити ефективну потужність з 55,15 кВт до 65,84 кВт

3. Зниження питомої ефективної витрати палива складає 45 г / (кВт год). Термічний ККД досліджуваного двигуна - 35,57%.

РОЗДІЛ 3

ДИДАКТИЧНИЙ ПРОЄКТ ФАКУЛЬТАТИВНОГО ЗАНЯТТЯ З ТЕМИ «МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА З ДОДАВАННЯМ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ» ДЛЯ СТУДЕНТІВ СПЕЦІАЛЬНОСТІ «ПРОФЕСІЙНА ОСВІТА. ТРАНСПОРТ»

З метою глибшого і комплексного вивчення основ забезпечення експлуатаційної надійності автомобілів, прогресивних технологій ремонту та інших питань, які забезпечують економічну експлуатацію автотранспортних засобів потрібні кваліфіковані фахівці.

Стратегічні цілі: сформувати вміння виконувати експлуатаційну роботу на автотранспортних і авторемонтних підприємствах та підприємствах технічного обслуговування автомобілів, у фірмах з продажу автотранспортних засобів на посадах інженера-механіка з експлуатації або технічного обслуговування автотранспортних засобів, інженера-технолога, інженера-експлуатаційника з автомобільних перевезень.

Дисципліна, з якої буде розроблятися семінар: «Експлуатація та ремонт транспортних машин», тема: «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу».

3.1 Постановка цілей факультативного заняття (оперативних цілей)

Оперативні цілі - це проекти чи програми, які забезпечуватимуть досягнення стратегічних цілей. Вони визначають стратегічні цілі кількісно та мають терміни виконання

Відповідно до теорії В.П. Беспалько, існують чотири рівні засвоєння навчального матеріалу. В таблиці 3.1 приведено оперативні цілі з теми.

Таблиця 3.1

Постановка цілей факультативного заняття (оперативних цілей)

Цілі факультативного заняття	Цілі формування різних рівнів засвоєння навчального матеріалу	Умови досягнення	Результат у вигляді дій студентів
1	2	3	4
Сформувати вміння визначати, охарактеризувати та аналізувати сутність, технологію та особливості математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу	I-II рівень: Сформувати вміння називати та характеризувати особливості технології математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу	Базові знання з дисципліни «Експлуатація та ремонт транспортних машин» стосовно теми	Сформовані вміння називати та характеризувати особливості технології математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу
	III рівень. Сформувати вміння визначати сутність технології математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу, аналізувати її особливості, визначати та аналізувати	Виконання дій першого-другого рівнів	III рівень. Сформовані вміння визначати сутність технології математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу, аналізувати її особливості, визначати та аналізувати

Продовження табл. 3.1

1	2	3	4
	<p>переваги впровадження математичної моделі робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу, визначати, аналізувати причини та шляхи усунення недоліків та проблем під час процесу математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу</p>		<p>переваги впровадження математичної моделі робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу, визначати, аналізувати причини та шляхи усунення недоліків та проблем під час процесу математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу</p>

Ціль 4 рівня не формуємо тому, що тема не передбачає творчого підходу, тобто на рівні цього заняття студенти не в змозі будуть надати свої перспективні пропозиції щодо удосконалення цього процесу, так як лише будуть ознайомлені безпосередньо з процесом математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу.

3.2 Перелік літературних джерел з теми

Основні рекомендовані джерела

1. *Горев, А. Е.* Інформаційні технології на автомобільному транспорті. Ідентифікація транспортних засобів та транспортного обладнання: навч. посібник / А. Е. Горев. – Львів. – 2010.

2. Інформаційні технології на автомобільному транспорті: підручник / В. М. Власов, Д. Б. Єфіменко, В. Н. Богуміл; під ред. В. М. Власова. - М. : Академія, 2014.

3.3 Конструювання дидактичних матеріалів: аналіз структури навчального матеріалу факультативного заняття

Далі розробимо план викладення теми та представимо структурно-логічну схему.

План викладення теми: «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу»

1. Існуючі математичні моделі в межах математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу

1.1 Однозонні моделі

1.2 Двוזонні моделі

1.3 Багатозонні моделі

2. Базові рівняння математичних моделей робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу

2.1 Рівняння матеріального балансу

2.2 Рівняння збереження енергії

2.3 Рівняння стану ідеального газу

2.4 Рівняння першого закону термодинаміки для закритих систем

3. Переваги, які надають однозонні математичні моделі робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу покладені

наступні положення

3.1 Термодинамічні параметри і склад робочого тіла в будь-який момент часу однаковий по всьому об'єму циліндра

3.2 Елементарна частина паливоповітряної суміші згоряє і повністю переміщується з частиною заряду, що залишилася миттєво

4. Переваги, які надають двозонні математичні моделі робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу

4.1 Об'єм, який займає робоче тіло, розділений безкінечно тонким фронтом полум'я на дві зони: зону незгорілої робочої суміші і зону продуктів згоряння

4.2 В будь-який момент часу кожна зона є гомогенною

4.3 Склад продуктів згоряння приймається рівноважним

4.4 Швидкість згоряння значно менша за швидкість звуку

5. Переваги, які надають багатозонні математичні моделі робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу

5.1 Робочий об'єм циліндра розбивається на визначене число елементів

5.2 Для кожного елемента враховується тепло- і масообмін із сусідніми елементами

5.3 Тиск в усіх об'ємних зонах однаковий і дорівнює тиску в циліндрі

6. Можливі проблеми та недоліки в межах розробки та впровадження математичних моделей робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу

7. Методи, засоби та заходи для усунення та недопущення можливих проблем та недоліків в межах розробки та впровадження математичних моделей робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу

Структурно-логічну схему з теми «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу»

представлено на рисунку 3.1.

3.4 Аналіз базових умов навчання

У самому широкому розумінні актуалізація – це інтелектуальні або практичні дії людини, спрямовані на перетворення попереднього досвіду із потенційного стану в діючий (актуальний). У більш вузькому розумінні, стосовно пізнавальних процесів, актуалізація полягає у видобуванні з різних видів пам'яті раніше засвоєних знань, умінь або навичок з метою їх подальшого використання при засвоєнні нового матеріалу. Таким чином, актуалізувати опорні знання – це значить відновити, оживити в пам'яті, витягнути, так би мовити, на передній план пам'яті саме ті раніше засвоєні студентами знання, котрі будуть потрібні для розуміння, осмислення і кращого запам'ятовування нового навчального матеріалу.

В таблиці 3.2 приведено вибір базових понять, визначення способів перевірки та формування базових знань.

Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу



Рис. 4.1 Структурно-логічна схема з теми «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу»

Вибір базових понять, визначення способів перевірки та формування базових знань

Перелік базових понять, законів, способів дії	Назва дисциплін і тем, в яких формуються базові знання і дії	Способи (методи, форми, засоби) перевірки рівня сформованості базових знань і способів дій	Способи актуалізації або поповнення базових знань і способів дій
1	2	3	4
<p>Математичне моделювання</p> <p>Математичні моделі</p> <p>Бензинові двигуни</p> <p>Водневмісні гази</p>	<p>Експлуатація та ремонт транспортних машин</p> <p>Хімія</p>	<p>Тестове опитування:</p> <p>1. Пальна суміш готується:</p> <p>1. В циліндрах двигуна;</p> <p>2. В карбюраторі;</p> <p>3. В бензонасосі;</p> <p>2. Цифра в маркуванні палива означає:</p> <p>1. Цитанове число;</p> <p>2. Октанове число;</p> <p>3. Питому вагу;</p> <p>3. Що, із названого, відноситься до системи живлення:</p> <p>1. Глушник;</p> <p>2. Паливний насос високого тиску;</p> <p>3. Фільтр тонкої очистки палива;</p> <p>4. Що, із названого, не відноситься до системи</p>	<p>Якщо базові знання знаходяться на незадовільному рівні, то необхідно нагадати головні аспекти шляхом нагадування та повторення</p>

1	2	3	4
		<p>живлення:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Радіатор; 2. Паливний насос високого тиску; 3. Фільтр тонкої очистки палива; <p>5. Для очищення палива служить:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Радіатор; 2. Паливний насос високого тиску; 3. Фільтр тонкої очистки палива; <p>6. Для подавання палива до поплавцевої камери служить:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Паливопідкачувальний насос; 2. Паливний насос високого тиску; 3. Фільтр тонкої очистки палива; <p>7. Найпростіший карбюратор складається із:</p>	

Продовження табл. 3.2

1	2	3	4
		1. Пустотілої камери ; 2. Змішувальної камери; 3. Поплавцевої камери; 8. Оберти колінчастого вала двигуна змінюють за допомогою 1. Повороту дросельної заслінки ; 2. Зміни кількості палива в паливному баку; 3. Зміни рівня палива в поплавцевій камері.	

3.5 Проектування мотиваційних технологій навчання

Мотивація займає провідне місце в структурі поведінки особистості і є одним з основних понять, які використовуються для пояснення рушійних сил, діяльності в цілому. Мотив, мотивація - спонукання до активності та діяльності суб'єкта, пов'язане з прагненням задовольнити певні потреби. Виділяють внутрішню і зовнішню мотивацію. Якщо діяльність для особистості значуща сама по собі, то говорять про внутрішню мотивації, якщо ж значимі зовнішні атрибути професії (визнання суспільства, престижність тощо) - переважає зовнішня мотивація.

В таблиці 3.3 наведено способи реалізації мотивації.

Визначення способів реалізації мотивації

Способи реалізації мотивації	Внутрішня мотивація
<p>Вступна мотивація</p> <p>Віднесення до ситуації</p>	<p>Сьогодні ми розпочинаємо вивчати тему «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу». Тема має велику важливість, бо Одним із основних процесів, що визначає ефективність робочого процесу двигуна є процес згоряння. Так як експериментально процес згоряння дослідити досить складно, широко використовують математичне моделювання. Розрахункові методи з використанням математичного моделювання фізичних процесів й комп'ютерної оптимізації в інженерній і науковій практиці є найбільш розповсюдженими у зв'язку з можливістю визначення показників двигунів при порівняно невеликих матеріальних витратах і за невеликий термін. Поряд із перерахованими перевагами має місце велика складність достовірного описання фізичних процесів за допомогою математичних рівнянь реальних фізичних процесів. Тому будь-яка математична модель потребує підтвердження достовірності результатів розрахунку експериментальним даним. Отже, почнімо, будьте уважні, не відволікайтесь!</p>

3.6 Проектування технології формування орієнтовної основи діяльності на факультативному занятті

Проектування технологій формування орієнтовної основи діяльності (ООД) включає вибір типу навчання, його структурних елементів, а також методів і прийомів їх реалізації.

Вибір методів, форм та засобів формування ООД наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.4

Способи формування ООД на факультативному занятті

Рівні засвоєння навчального матеріалу теми заняття	Форми	Методи	Засоби
I-III	Фронтальна	Розповідь-пояснення, ілюстрація презентаційних слайдів з теми: «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу»	Презентаційні слайди з теми

4.7 Проектування технології формування виконавчих дій на факультативному занятті

Після того, як у студентів сформовані необхідні уявлення про об'єкти, що вивчаються, процеси або явища навколишній дійсності, настає етап формування умінь, навиків або, по-іншому, виконавчих дій.

Вибір методів, форм та засобів формування виконавчих дій наведено в таблиці 3.5

Таблиця 3.5

Способи формування виконавчих дій з теми

Рівні засвоєння навчального матеріалу теми заняття	Форми	Методи	Засоби
I-III рівні	Фронтальна	Бесіда-обговорення переваг та сутності математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу	Питання бесіди: 1. Які існують математичні моделі в межах математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу? Охарактеризуйте кожную з них. 2. Назвіть та опишіть базові рівняння математичних моделей робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу

3.7 Проектування контрольних дій з теми

Проектування системи контролю є одним з важливих видів діяльності викладача. Контроль дає можливість визначити, наскільки чітко досягнута мета навчання, які недоліки процесу навчання і що слід зробити, щоб застосувати нові технології навчання

Вибір методів, форм та засобів формування контрольних дій наведено в

таблиці 3.6.

Таблиця 3.6

Засоби контролю з теми факультативного заняття

Рівні засвоєння навчального матеріалу теми заняття	Форми	Методи	Засоби
I-IV	Фронтальне	Письмова контрольна робота	<p>Запитання:</p> <p>Дайте ґрунтовну, повну відповідь на питання.</p> <p>Як Ви вважаєте, математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу, це необхідність або економічно обґрунтований процес? І яких результатів можна досягнути після введення цього процесу?</p>

3.8 Розробка сценарію факультативного заняття

Сценарій навчання з теми заняття на тему: «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу» наведено в таблиці 3.7.

Сценарій навчання з теми заняття

№ п/п	Структурні елементи заняття	Зміст структурних елементів
1	2	3
1	Організаційний момент	Вітання, фіксація присутніх, перевірка зовнішньої обстановки в аудиторії. Вітання викладача. Студенти підтверджують присутності у момент переклички
2	Повідомлення теми і мети заняття	Викладач повідомляє тему заняття: «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу» та мету: сформувати вміння визначати, охарактеризовувати та аналізувати особливості математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу. Студенти фіксують тему, сприймають цілі, формують уявлення щодо результатів засвоєння матеріалу теми даного заняття
3	Мотивація мети	Повідомлення важливості вивчення даної теми (повний текст представлений в таблиці 3.3). Студенти слухають викладача, сприймають інформацію.
4	Актуалізація базових знань	Проведення тестового опитування. Проведення роботи над помилками. Нагадування основних моментів.
5	Формування ООД	Викладач викладає новий матеріал за планом: 1. Існуючі математичні моделі в межах математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу 2. Базові рівняння математичних моделей робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу

1	2	3
		<p>3. Переваги, які надають однозонні математичні моделі робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу покладені наступні положення</p> <p>4. Переваги, які надають двозонні математичні моделі робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу</p> <p>5. Переваги, які надають багатозонні математичні моделі робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу</p> <p>6. Можливі проблеми та недоліки в межах розробки та впровадження математичних моделей робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу</p> <p>7. Методи, заходи та заходи для усунення та недопущення можливих проблем та недоліків в межах розробки та впровадження математичних моделей робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу</p> <p>В ході викладу використано наступні методи та засоби: метод лекції з елементами пояснення, розповідь, ілюстрація презентаційних слайдів. Дії студентів: сприйняття нової інформації, співвідношення її з наявними знаннями, розуміння, запам'ятовування, ведення конспекту.</p>

1	2	3
6	Формування ВД	Обговорення та аналіз особливостей процесу математичного моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу
7	Формування КД	Викладач задиктовує письмове питання. Студенти відповідають.
8	Підбиття підсумків	Узагальнення засвоєного шляхом нагадування в узагальненому вигляді основних питань, розглянутих на занятті Відновлення в пам'яті основних моментів матеріалу заняття. Виставлення балів за контрольну роботу (які будуть досумовані до загальної оцінки за вивчення курсу, як додаткові).

Висновки до розділу 3

В даному розділі було розроблено дидактичний проект факультативного заняття з теми «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу» для фахівців транспортної галузі. Були сформульовані цілі факультативного заняття, обрані літературні джерела з теми, проведено конструювання дидактичних матеріалів, аналіз структури навчального матеріалу факультативного заняття, розроблений план та структурно-логічна схема з теми «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу», проаналізовані базові поняття, визначені способи перевірки та формування базових знань, розроблена характеристика і текст мотивації, використання якої доцільно при викладі навчального матеріалу, були спроектовані технології формування орієнтовної основи діяльності, виконавчих та контрольних дій на факультативному занятті, розроблений сценарій заняття.

ВИСНОВОК

В роботі визначено, описано, теоретично обґрунтовано та проаналізувано процес професійної підготовки фахівців транспортної галузі, розроблено дидактичний проєкт факультативного заняття з теми «Математичне моделювання робочого процесу бензинового двигуна з додаванням водневмісного газу».

У роботі вирішена важлива науково-технічна задача по підвищенню паливної економічності машинно-тракторних агрегатів за рахунок трансформаційних змін водної інжекції у впускний колектор двигуна. На підставі результатів проведених досліджень можна зробити наступні основні висновки:

1. В результаті теоретичних досліджень робочого процесу двигуна при застосуванні водної інжекції встановлено, що максимальний розмір краплі води не повинен перевищувати 0,39 мм, що досягається застосуванням інжектора з діаметром розпилювача форсунки 0,3 ... 0,4 мм при тиску не нижче 0,2 МПа.

2. В результаті математичного моделювання встановлено, що на номінальному режимі роботи двигуна 4Ч 11/12,5 введення в топливоповітряну суміш 30% води від циклової подачі палива дозволяє збільшити ефективну потужність на 10,69 кВт або на 19,38% (з 55,15 кВт до 65,84 кВт). Результати експериментальної перевірки показали збільшення ефективної потужності на аналогічному режимі до 65,99 кВт (на 19,59%). Помилка розрахунку середнього індикаторного тиску за запропонованою методикою становить 3,95%, що говорить про прийнятність її використання в практичних цілях.

3. Застосування водної інжекції є ефективним способом, що дозволяє підвищити паливну економічність і екологічну безпеку двигунів сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів, складених на базі тракторів класу 1,4. При цьому раціональний обсяг, що подається через інжектор води становить 27 ... 32% від обсягу циклової подачі палива.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Головенкін В. П. Інженерна педагогіка [Електронний ресурс] : підруч. / В. П. Головенкін. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. Режим доступу: http://psy.kpi.ua/wp-content/uploads/2017/02/Injenerna_pedagogika.pdf
2. Коваленко О. Е., Брюханова Н. О., Корольова Н.В. Методика професійного навчання: дидактичне проектування: Підручник для студентів інженерно-педагогічних спеціальностей. – Харків: УПА, 2019. – 204 с.
3. Коваленко О. Е., Брюханова Н. О., Корольова Н.В. Методика професійного навчання: основні технології навчання: Підручник для студентів інженерно-педагогічних спеціальностей. – Харків: УПА, 2019. – 174 с.
4. Лебедик Л.В., Стрельніков В.Ю., Стрельніков М.В. Сучасні технології навчання і методики викладання дисциплін: Навчально-методичний посібник для слухачів курсів підвищення кваліфікації педагогічних працівників закладів середньої, професійної (професійно-технічної), фахової передвищої та вищої освіти / Л. В. Лебедик, В. Ю. Стрельніков, М. В. Стрельніков. – Полтава : АСМІ, 2020. – 303 с.
5. Методика професійної освіти : навч. посібник для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю 015 «Професійна освіта» галузі знань 01 «Освіта / Педагогіка» / Д. О. Чернишев, К. І. Почка, Г. Л. Корчова, Ю. С. Красильник, М. В. Руденко. – Київ : Компринт, 2024. – 224 с.
6. Методичні вказівки до виконання магістерської кваліфікаційної роботи для здобувачів освіти другого (магістерського) рівня вищої освіти денної та заочної форм навчання за спеціальністю 015 Професійна освіта (за спеціалізацією) / Укр. інж.-пед. акад.; упоряд.: О. Е. Коваленко, Н. О. Брюханова, Н.В. Божко, Н.В. Корольова – Харків: УПА, 2024. – 82 с.
7. Освітньо-професійна програма «Професійна освіта (Машинобудування)» першого (бакалаврського) рівня. Затверджена вченою радою Української інженерно-педагогічної академії від 28.06.2024 року №13.

8. Освітньо-професійна програма «Професійна освіта (Машинобудування)» другого (магістерського) рівня. Затверджена вченою радою Української інженерно-педагогічної академії від 28.06.2024 року №13.

9. Семенова А.В. Професійна педагогіка: Підручник. / Авт. : О.В. Грабовський, Л.В. Коломієць, О.С. Савельєва, А.В. Семенова, В.Ф. Яні; за заг. ред. А.В. Семенової. – Одеса: Бондаренко М.О., 2020. – 575 с.

10. Сайт дистанційної освіти Університету – Режим доступу: <https://moodle.karazin.ua>

11. EdEra – студія онлайн-освіти [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://ed-era.com/>

12. Український освітній онлайн-портал для вчителів «На Урок» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://naurok.com.ua/>

13. «Освіторія Медіа» – онлайн медія про освіта та виховання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://osvitoria.media/>

14. Освіта.UA [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://osvita.ua>

15. Всеосвіта – освітня платформа для професійного зростання педагогічних працівників та підвищення їх педагогічної майстерності [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://vseosvita.ua/>

16. Александров, А.А. Теплофизические свойства рабочих веществ теплоэнергетики: Интернет-справочник [Текст] / А.А. Александров, К.А. Орлов, В.Ф. Очков. – М.: Издательский дом МЭИ. – 2009.

17. Бретшнайдер, С. Свойства газов и жидкостей [Текст] / С. Бретшнайдер. –М.-Л.: Химия, 1966. – 537 с.:ил.

18. Быстров, О.И. Повышение экономических и экологических показателей дизеля путем реализации комбинированного шеститактного цикла / О.И. Быстров // Дисс. ...канд. техн. наук. – Челябинск, 2008. – 157 с.:ил.

19. Паровий фантом палива: 6-тактний двигун Кроуэра [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.popmech.ru/article/3378-parovoy-fantom-topliva/photo/18829/#foto>

20. Мелисаров, В.М. Тепловой расчет и тепловой баланс дизельного двигателя без наддува и с турбонаддувом. Расчет основных деталей двигателя: учебное пособие [Текст] / В.М. Мелисаров, М.А. Каменская, П.П. Беспалько, А.М. Каменский. – Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2011. – 100 с.:ил.

21. Кормилицын, В.И. Подавление оксидов азота впрыском воды в зону горения на паровом котле ТГМП-314Ц [Текст] / В.И. Кормилицын, М.Г. Лысков, И.Г. Збраилов, Т.А. Тишина, В.З. Зарецкий, Б.П. Енякин, И.Ф. Попова // Труды Московского энергетического института (МЭИ). – 1986. – №110. – С. 43...51.

22. Льюис, Б. Горение, пламя и взрывы в газах [Текст] / Б. Льюис, Г. Эльбе. Перевод с английского под ред. К.И. Щелкина, А.А. Борисова. – М.: Мир, 1968. – 592 с.:ил.

23. Горячкин А.В. Влияние содержания влаги в зоне горения на эмиссию оксидов азота и серы [Текст] / А.В. Горячкин (Национальный университет кораблестроения им. Адмирала Макарова, Херсонский филиал, г. Херсон) // Наукові праці. Випуск 18. Техногенна безпека. – С. 27...37. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://lib.chdu.edu.ua/pdf/naukpraci/politics/2004/31-18-3.pdf>