

**ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ»
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**
Кафедра тракторів, автомобілів та енергетичних засобів

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

НА ТЕМУ:
**«ДОСЛІДЖЕННЯ І ОПТИМІЗАЦІЯ ВИТРАТ ПАЛИВА
АВТОМОБІЛЯ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ТЕПЛОВИХ АКУМУЛЯТОРІВ
ДЛЯ ПРОГРІВУ ДВИГУНА»**

Виконав:

здобувач освітнього ступеня «Магістр» освітньо-професійної програми «Агроінженерія» спеціальності 208 «Агроінженерія» денної форми навчання

ЦИМБАЛЮК Василь Олександрович

Керівник:

канд. техн. наук, доцент

ПУКАС Віталій Леонідович

Оцінка захисту:

Національна шкала _____

Кількість балів _____

Шкала ECTS _____

« ____ » _____ 2025р.

Допускається до захисту:

« ____ » _____ 2025р.

Гарант освітньо-професійної програми «Агроінженерія» спеціальності 208 «Агроінженерія», кандидат технічних наук, доцент _____ **ДУГАНЕЦЬ Василь Іванович**

м. Кам'янець-Подільський, 2025

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ.....	5
АНОТАЦІЯ.....	6
РЕФЕРАТ.....	7
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	8
ВСТУП.....	9
1. ЩОДО СПОСОБІВ І ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ПРОГРІВАННЯ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА	10
1.1 Вплив знижених температур зовнішнього повітря на робочі характеристики автомобіля під час прогрівання холодного двигуна	10
1.2 Дослідження способів прогрівання автомобільних двигунів під час експлуатації	18
2. ЗАГАЛЬНІ ПІДХОДИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПРОГРІВУ	20
2.1 Побудова схеми методології проведення досліджень.....	20
2.2 Аналіз досліджень з питань використання теплових акумуляторів для прогріву автомобільних двигунів з метою реалізації енергоефективних технологій на автомобільному транспорті.....	22
2.3 Аргументація доцільності застосування схеми системи підігріву впускного повітря з ТАФП	30
2.4 Методика визначення теплових параметрів ТАФП для системи підігріву впускного повітря	34
Висновки за розділом.....	37
3. КОРИГУВАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ	38
3.1 Характеристика математичної моделі для оцінки енергетичних та екологічних параметрів роботи автомобіля	38
3.2 Дослідження сучасних режимів руху автомобіля та оцінка доцільності використання спрощеного їздового циклу для вивчення ефекту різних способів прогріву двигуна	39

3.3 Математичні залежності для оцінки паливної економічності та екологічних показників двигуна у різних режимах	45
3.4 Оцінка доцільності використання спрощеного їздового циклу для моделювання паливної економічності та екологічних показників автомобіля під час прогрівання двигуна різними методами	48
Висновки за розділом.....	50
4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОТИ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ	51
4.1 Мета і завдання експериментальних досліджень.....	51
4.2 План і підхід до проведення експерименту	51
4.3 Об'єкти для проведення експериментальних досліджень	53
4.4 Приладове та технічне забезпечення	60
4.6 Результати тестування автомобілів у реальних дорожніх умовах	67
4.7 Похибки приладів і вимірювань в ході експериментальних випробувань.....	74
Висновки за розділом.....	74
5. РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПІДІГРІВУ ПОВІТРЯ НА ВПУСКУ	76
5.1 Двигун автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія», як джерело енергії, викидів шкідливих речовин та споживач палива і повітря в режимі його прогрівання із використанням системи підігріву повітря на впуску з тепловим акумулятором фазового переходу та без неї.....	76
5.2 Розрахункові результати математичної моделі умовного руху автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» за режимами Європейського міського циклу під час прогрівання двигуна з використанням системи підігріву повітря на впуску з фазовим тепловим акумулятором і без неї.....	77
5.4 Розрахункові результати роботи та термодинамічна оцінка ефективності застосування фазового теплового акумулятора для прискореного прогрівання холодного двигуна легкового автомобіля	80
Висновки за розділом.....	88

6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	89
6.1 Загальні відомості.....	89
6.2 Вимоги безпеки під час технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів, двигуни яких працюють на газовому паливі.....	90
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.....	95
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	97
ДОДАТОК А.....	104
ДОДАТОК Б.....	107
ДОДАТОК В.....	114

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі представлено розробку методики розрахунку витрат палива автомобілем в режимі прогрівання двигуна, в якій вперше запропоновано застосування коефіцієнта температурного впливу, що дозволяє оцінити ефективність застосування системи підігріву повітря на впуску з ТАФП за різної початкової температури оливи в картері двигуна та оцінити на математичній моделі паливну економічність автомобіля в русі з прогріванням двигуна з системою підігріву повітря на впуску з ТАФП та без неї.

Стендові випробування двигунів при їх прогріванні в режимі холостого ходу показали, що при підігріві повітря на впуску час прогрівання карбюраторного двигуна МеМЗ-245 зменшився на 19%, паливна економічність поліпшилась на 20%, сумарні масові викиди продуктів неповного згорання, зведені до СО, зменшились на 48%; час прогрівання двигуна з системою впорскування і зворотнім зв'язком VW BBY зменшився на 9%; паливна економічність поліпшилась на 22%. Підігрів повітря на впуску прискорює початок функціонування КН, підвищення температури ВГ зоні попереднього КН до 360°C на 19% швидше ніж зі штатною системою.

SUMMARY

The master's thesis presents the development of a method for calculating fuel consumption by the car in the engine warm-up mode, which for the first time proposed the use of the coefficient of temperature, which allows to evaluate the efficiency of the air heating system at the inlet fuel economy of the car in motion with warming up of the engine with system of heating of air on an inlet with TAFP and without it.

Bench tests of engines when warming up in idle mode showed that when heating the air at the intake the warm-up time of the carburetor engine MeMZ-245 decreased by 19%, fuel efficiency improved by 20%, total mass emissions of incomplete combustion products reduced to CO, changes 48%; the warm-up time of the engine with injection system and feedback VW BBY decreased by 9%; fuel efficiency improved by 22%. Heating the air at the inlet accelerates the start of operation of the CN, raising the temperature of the HV zone of the previous KN to 360 ° C by 19% faster than with the standard system.

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра складається з пояснювальної записки, виконаної машинописним способом на 90 аркушах формату А4, яка вміщує 6 розділів 19 таблиць, 56 рисунків, 52 найменування використаних джерел і презентаційного матеріалу на 19 аркушах.

Метою роботи є підвищення паливної економічності та екологічних показників автомобіля шляхом раціональної організації прогрівання двигуна з використанням ТАФП.

В процесі виконання кваліфікаційної роботи експериментальним методом досліджували: паливну економічність, вміст ШР у ВГ та показники теплового стану двигунів з іскровим запалюванням з різними системами живлення в режимі прогрівання різними методами; показники роботи двигунів з іскровим запалюванням з різними системами живлення в режимі прогрівання з системою підігріву повітря на впуску з ТАФП та без неї; показники роботи автомобіля в дорожніх умовах при прогріванні його двигуна з системою підігріву повітря на впуску з ТАФП та без неї; процеси зарядки, зберігання теплової енергії та розрядки ТАФП. Розрахунковим методом визначали: масові викиди ШР двигунів з іскровим запалюванням з різними системами живлення в режимі прогрівання; показники роботи автомобіля в русі за режимами Європейського міського їздового циклу з використанням системи підігріву повітря на впуску ТАФП; параметри ТАФП для забезпечення раціонального підігріву повітря на впуску в режимі прогрівання двигуна автомобіля.

Результати досліджень свідчать про значний вплив запропонованої системи для прискореного прогрівання холодного двигуна на поліпшення паливної економічності, прискорення виходу каталітичного нейтралізатора (КН) на функціонування з номінальною ефективністю та зменшення викидів шкідливих речовин (ШР) з ВГ.

Ключові слова: ДВИГУН З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ, НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ УМОВИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ТЕПЛОВИЙ АКУМУЛЯТОР ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ, ПІДІГРІВ ПОВІТРЯ, ВИТРАТА ПАЛИВА, КАТАЛІТИЧНИЙ НЕЙТРАЛІЗАТОР, ШКІДЛИВІ ВИКИДИ.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ, СИМВОЛІВ,
ПОЗНАЧЕНЬ

Скорочення	Розшифровка скорочень
ДРМ	дипломна робота магістра
ТА	тепловий акумулятор
ТАМ	теплоакумуючий матеріал
ТАФП	тепловий акумулятор фазового переходу
ПЕР	паливно-енергетичні ресурси
ПММ	паливно-мастильні матеріали
ДВЗ	двигун внутрішнього згорання
ВГ	відпрацьовані гази
ШР	шкідливі речовини
ШВ	шкідливі викиди
ХХ	холостий хід
ПХХ	примусовий холостий хід
КН	каталітичний нейтралізатор

ВСТУП

Актуальність теми. Автомобільний транспорт є одним із ключових елементів суспільного та економічного поступу, оскільки споживає значні обсяги паливно-енергетичних ресурсів і справляє істотний вплив на стан довкілля. Стрімке збільшення кількості транспортних засобів на дорогах зумовило помітне погіршення екологічної ситуації, зокрема у великих містах. У більшості розвинених європейських країн на автомобільні перевезення припадає близько 85...90% загального обсягу транспортних робіт, а також понад 60% споживання нафтових палив.

Забезпечення високої ефективності роботи автомобіля, яка відповідає сучасним вимогам щодо паливної економічності та екологічної безпеки, неможливе без урахування умов його експлуатації. Значний вплив на економічність та рівень шкідливих викидів автомобіля справляють природно-кліматичні особливості. За низьких температур навколишнього повітря спостерігається зменшення паливної економічності, що зумовлено передусім неповним згорянням палива, погіршенням його розпилення та випаровування, а також подовженням часу прогрівання холодного двигуна.

Під час експлуатації автомобіля в умовах низьких температур, особливо при зберіганні без гаража, ефективність роботи значною мірою визначається способом підготовки до запуску. Він має забезпечувати швидкий та надійний пуск холодного двигуна, прискорене прогрівання та мінімальні витрати енергетичних ресурсів.

Упродовж останніх років для полегшення пуску холодного двигуна та забезпечення стабільного температурного режиму силової установки за умов низьких температур усе частіше використовують системи накопичення теплової енергії. На основі аналізу існуючих конструкцій і характеристик таких систем було запропоновано варіант удосконалення процесу пуску та прогріву двигуна легкового автомобіля з іскровим запалюванням шляхом підігріву повітря на впуску, що не потребує суттєвого втручання в конструкцію двигуна.

Для отримання необхідної теплової енергії без додаткових витрат запропоновано використання теплового акумулятора фазового переходу (ТАФП), у якому накопичується частина утилізованого тепла відпрацьованих газів (ВГ). Дослідження показали, що така система значно впливає на прискорення прогрівання холодного двигуна, покращення паливної економічності, зменшення часу виходу каталізатора (КН) на номінальний режим роботи та зниження викидів шкідливих речовин (ШР).

Мета і завдання досліджень. Метою кваліфікаційної роботи є підвищення паливної економічності та екологічних показників автомобіля шляхом раціональної організації прогрівання двигуна з використанням ТАФП. Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання:
– дослідити наявні роботи, присвячені впливу режимів прогрівання двигунів із іскровим запалюванням на їхню паливну економічність та екологічні показники;
– розглянути підходи й технічні засоби, що забезпечують полегшення запуску холодного двигуна та його прогрівання з метою зниження витрати пального і скорочення шкідливих викидів.

– обґрунтувати доцільність застосування системи прогрівання двигуна із накопиченням тепла в ТАФП і визначити параметри теплового акумулятора; підготувати методику для визначення результативності використання системи підігріву повітря на впуску, оснащеної ТАФП;

– провести стендові випробування двигунів із різними системами живлення в режимі прогрівання з використанням ТАФП і без нього;

– здійснити стендові експерименти з двигунами, оснащеними різними системами живлення, у режимі прогрівання, порівнюючи роботу з ТАФП та без його застосування;

– виконати розрахункові дослідження ефективності застосування системи підігріву повітря на впуску з ТАФП.

Об'єктом дослідження виступає процес виходу на робочий тепловий режим двигунів легкових автомобілів із іскровим запалюванням у умовах холодного навколишнього середовища.

Предметом дослідження є паливна економічність, рівень викидів ШР із ВГ у процесі прогрівання двигуна залежно від способу його виконання.

Методи дослідження. Під час експериментів вивчали паливну ефективність, склад шкідливих речовин у вихлопних газах та формування теплового режиму двигунів із різними системами живлення під час їхнього прогрівання за різних методів. Також досліджували роботу двигуна з використанням системи підігріву повітря на впуску на основі ТАФП і без неї, проаналізували поведінку автомобіля в реальних дорожніх умовах, а також особливості накопичення, збереження й використання теплової енергії у ТАФП. Розрахунковим шляхом визначали масові викиди ШР для різних систем живлення, параметри руху автомобіля за Європейським міським їздовим циклом при використанні ТАФП, а також параметри теплового акумулятора для забезпечення оптимального підігріву повітря на впуску.

Практичне значення одержаних результатів. У процесі виконання роботи розроблено методику оцінювання ефективності системи підігріву впускного повітря з ТАФП в умовах руху за Європейським міським циклом. Отримано експериментальні дані щодо витрат палива за різних способів прогрівання двигуна в реальних дорожніх умовах. Сформульовано рекомендації щодо вибору оптимального методу прогріву автомобіля за низьких температур. Встановлено залежності витрати палива від теплового стану двигуна з використанням ТАФП і без нього, а також розроблено рекомендації щодо вибору теплоакumuлюючого матеріалу та параметрів ТАФП.

Апробація результатів. Основні положення теоретичних і експериментальних досліджень були представлені та схвалені на Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів і молодих учених «Перші наукові кроки – 2025», а також обговорені на засіданні кафедри під час допуску до захисту кваліфікаційної роботи.

РОЗДІЛ 1

ЩОДО СПОСОБІВ І ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ПРОГРІВАННЯ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА В УМОВАХ РЕАЛЬНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

1.1 Вплив знижених температур зовнішнього повітря на робочі характеристики автомобіля під час прогрівання холодного двигуна

Зниження ефективності роботи автомобіля за умов низьких температур дослідники найчастіше пов'язують із порушенням оптимального теплового стану двигуна. Тепловий стан двигуна є ключовим чинником, який визначає його паливну ефективність, величину шкідливих викидів, доступну потужність, швидкість зношування елементів та інші експлуатаційні показники. Тому незалежно від умов експлуатації необхідно підтримувати оптимальний тепловий режим двигуна, а саме температуру охолоджувальної рідини в межах $+80\dots 90^{\circ}\text{C}$.

Головними причинами, які призводять до погіршення теплового стану роботи двигуна є низька температура навколишнього середовища, зниження температури паливоповітряної суміші, яка подається в циліндри. Наприклад, швидкість вітру до $10\dots 12$ м/с збільшує інтенсивність охолодження агрегатів у $1,5\dots 3$ рази порівняно зі спокійною погодою, що помітно впливає на темп охолодження передусім двигуна [3].

В режимах запуску холодного двигуна та подальшого його прогрівання зношування деталей може збільшуватися в кілька разів. Це спостерігається при використанні нерационального способу прогрівання, тривалій роботі двигуна на знижених частотах холостого ходу, передчасному збільшенні навантаження та інших несприятливих умовах.

Запуск холодного двигуна з іскровим запалюванням за умов низьких температур ускладнюється через неможливість швидко розвинути необхідну частоту обертання колінчастого вала. Це пояснюється погіршенням процесу формування якісної паливоповітряної суміші та її запалювання. Для забезпечення надійного старту двигуна швидкість обертання колінчастого вала повинна

перевищувати мінімальну пускову частоту, що забезпечує оптимальні умови для створення та займання паливоповітряної суміші — тобто необхідний тиск та температуру в кінці такту стиснення.

Мінімальна пускова частота двигуна залежить від зовнішньої температури та від того, чи застосовується система попереднього підігріву або допоміжних пристроїв для полегшення запуску, балансу між позитивними та негативними енергетичними потоками під час пуску, конструктивних особливостей двигуна, його технічного стану та ряду інших факторів.

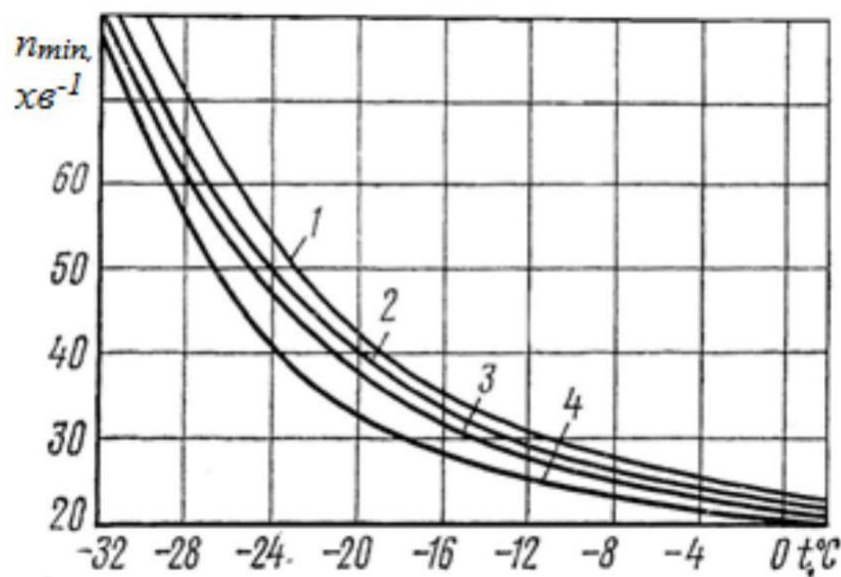


Рисунок 1.1 – Вплив температури повітря на мінімальну пускову швидкість обертання бензинових двигунів:

1 – ЗИЛ-130; 2 – ЗИЛ-375; 3 – ЗМЗ-53; 4 – Урал-376

Технічний стан акумуляторної батареї має вирішальне значення під час запуску холодного двигуна, зокрема її здатність забезпечити старт протягом двох спроб по 10 секунд кожна з перервою не більше однієї хвилини. Погіршення параметрів батареї у поєднанні зі змінами процесів формування та займання паливоповітряної суміші є однією з головних причин труднощів запуску двигуна внутрішнього згорання в умовах низьких температур. Зниження енергетичного потенціалу акумулятора значною мірою ускладнює досягнення необхідної пускової частоти обертання колінчастого вала (рис. 1.3), що зумовлено різким підвищенням внутрішнього опору батареї при охолодженні [4].

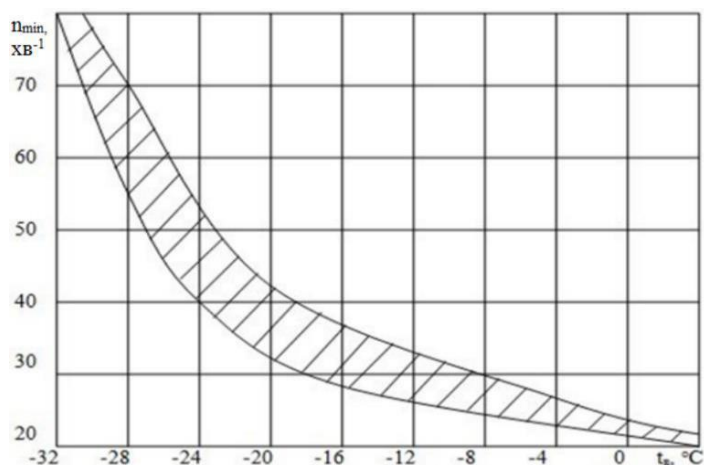


Рисунок 1.2 – Вплив температури зовнішнього повітря на мінімальну частоту обертання колінчастого вала двигуна з іскровим запалюванням

Разом із зниженням напруги при низьких температурах значно зменшується й ємність акумуляторної батареї. У середньому при зниженні температури електроліту на 1°C її ємність зменшується приблизно на 1,0–1,5%. Якщо температура електроліту падає нижче -30°C , батарея практично втрачає здатність до заряджання та функціонує на рівні приблизно 50–60% від своєї номінальної ємності.

За даними досліджень, до компонентів енергетичного балансу двигуна під час холодного запуску відносять енергію, що надходить від акумуляторної батареї, а також хімічну енергію палива (рис. 1.4).

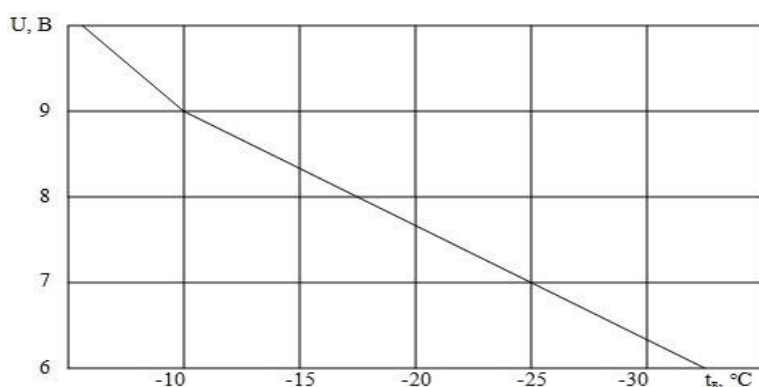


Рисунок 1.3 – Вплив температури навколишнього середовища на напругу повністю зарядженої акумуляторної батареї під час стартерного запуску.

Енергія, накопичена в акумуляторній батареї, використовується для роботи стартера. Функціонування стартера в двигуні здійснюється у трьох основних напрямках: створення необхідного стиснення паливоповітряної суміші, подолання сил тертя та компенсація сил інерції. Момент, необхідний для подолання інерційних сил і здійснення стиснення суміші, практично не залежить від зміни температури. Натомість момент тертя в температурному діапазоні від 0 до -20°C зростає майже у 3,5 рази. Це пов'язано зі збільшенням в'язкості моторної оливи за умов низьких температур навколишнього середовища, що значно ускладнює обертання двигуна.

Ще одним компонентом енергетичного балансу двигуна під час холодного запуску є хімічна енергія палива (рис. 1.4). Теплота, що виділяється при його згорянні, впливає на інші складові енергетичного балансу, зокрема на втрати, пов'язані з подоланням сил тертя та інерції, а також на нагрівання охолоджувальної рідини та мастила в системі змащення. Частина теплової енергії при цьому втрачається разом з відпрацьованими газами або передається в навколишнє середовище через теплове випромінювання. Обсяг цих втрат збільшується зі зростанням різниці між температурою двигуна та температурою повітря.

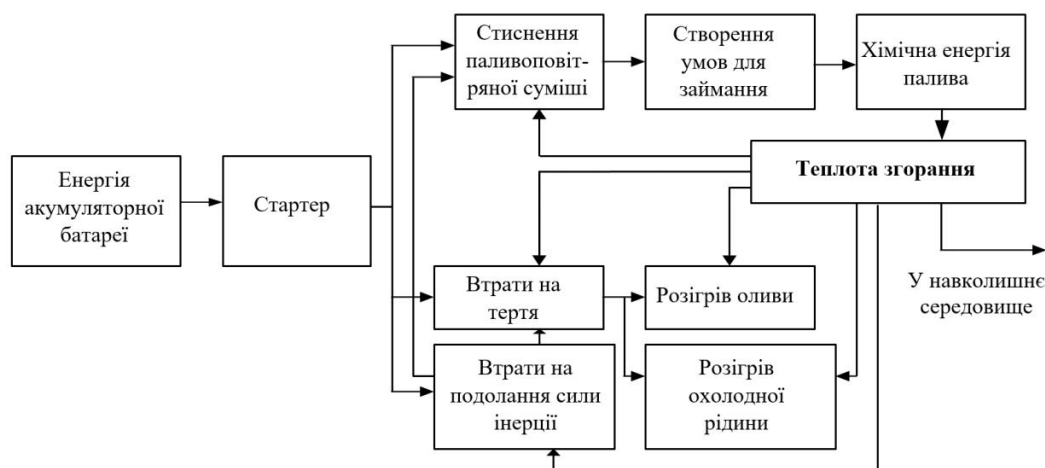


Рисунок 1.4 – Діаграма розподілу енергетичних потоків під час запуску холодного двигуна

На рис. 1.5 наведено дані, що відображають енергетичний баланс двигуна під час його прогрівання. Експериментальні вимірювання проводилися при сталих швидкості обертання та навантаженні бензинового двигуна.

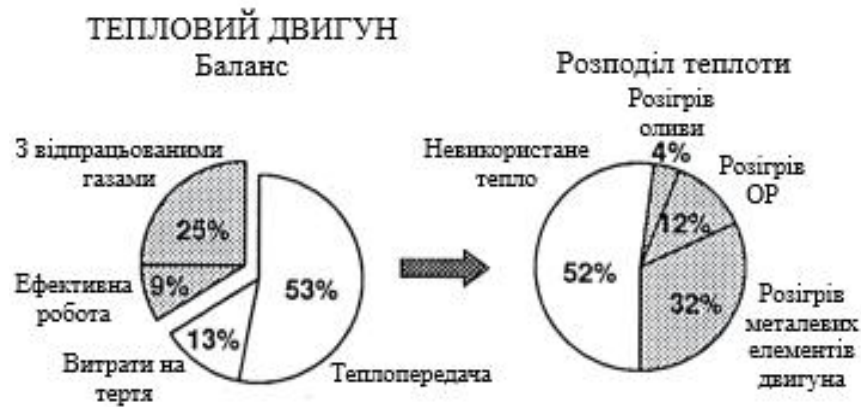


Рисунок 1.5 – Діаграма енергетичного балансу бензинового двигуна внутрішнього згоряння в режимі прогрівання

На лівій частині діаграми показано розподіл енергії теплового балансу всередині камери згоряння, тоді як на правій – представлено розподіл 53% теплової енергії, що використовується для прогрівання двигуна. З цієї енергії лише 4% спрямовується на нагрів оливи в картері, 12% йде на прискорене підвищення температури охолоджувальної рідини в блоці циліндрів, 32% передається металевим компонентам двигуна (блоку циліндрів, головці блока, колінчастому валу), а 52% втрачається у навколишнє середовище у вигляді невикористаної теплоти.

Розгляд схем, поданих на рисунках 1.4 і 1.5, дозволяє визначити найефективніші способи розв'язання проблеми підвищення енергоефективності силового агрегату, зокрема щодо зниження негативного ефекту холодного запуску й етапу впливу режиму прогрівання на витрату палива та екологічні показники.

Першочерговим заходом є використання різних теплоізоляційних матеріалів для двигуна та акумуляторної батареї, що сприяє зниженню теплових втрат у доквіллі та потенційно скорочує період прогрівання силового агрегату. Крім того, важливим є застосування пристроїв, які забезпечують попередній підігрів повітря, що надходить у впускний тракт, використання спеціальних пускових рідин, а також нагрівання охолодної рідини та оливи в системі мащення перед холодним запуском двигуна, що дозволяє збільшити кількість теплової енергії, отриманої в результаті більш ефективного згоряння суміші палива з повітрям. Сумарний обсяг енергії, отриманої внаслідок таких заходів, передусім спрямовується на підвищення

температури охолодної рідини, часткове нагрівання оливи в картері, а також на зменшення втрат, пов'язаних із тертям.

Водночас підвищити температуру охолодної рідини та оливи можливо не лише за допомогою описаних процесів (які при дуже низьких температурах є недостатніми), а й через використання допоміжних теплових систем, включаючи підігрівачі рідини охолодження, мастила та акумулятор. У момент пуску двигуна на поверхнях деталей зберігається тонка, але стійка плівка оливи, що залишилася з попереднього циклу роботи.

Під час запуску холодного двигуна внаслідок часткової конденсації палива, що потрапляє в циліндри, на їх охолоджених стінках, а також через механічні навантаження й агресивний хімічний вплив відбувається руйнування оливової плівки. Нові порції оливи надходять у недостатній кількості, що спричиняє інтенсивніше спрацювання. Надалі, у процесі нагрівання охолодної рідини та оливи в картері, швидкість зношування поступово зменшується. Наприклад, при нагріві охолодної рідини до 40°C інтенсивність зношування гільз циліндрів збільшується вчетверо, а при $+50^{\circ}\text{C}$ – удвічі порівняно з нормальними умовами роботи. Окрім того, через проміжки між поршнем і циліндром у картер надходить частина паливоповітряної суміші та продуктів згоряння, що призводить до утворення конденсату й потрапляння його в оливу. Це погіршує її фізико-хімічні властивості та значно прискорює зношування деталей, що труться, зокрема елементів циліндропоршневої групи та колінчастого вала.

Низькі температури зовнішнього середовища й відповідне охолодження елементів двигуна та робочих рідин ускладнюють не лише сам процес запуску, але й негативно впливають на паливну економічність агрегату. Під час роботи автомобіля в умовах низьких температур перелічені чинники зниження теплового режиму двигуна взаємодіють між собою та істотно збільшують витрату палива.

Зростання паливних витрат зумовлене неповним згорянням паливоповітряної суміші, що пов'язане з погіршенням її розпилення та пароутворення; надмірним споживанням пального для прогріву двигуна; збільшенням опору в агрегатах трансмісії через зростання в'язкості оливи; підвищенням опору коченню коліс під час руху по снігу та збільшенням аеродинамічного опору, що пояснюється вищою щільністю повітря (рис. 1.6).

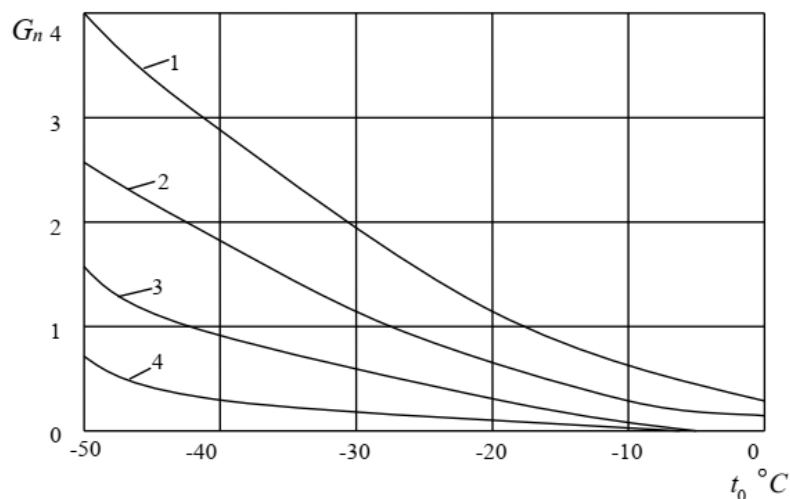


Рисунок 1.6 – Збільшене споживання палива для прогріву вузлів трансмісії та шин автомобілів типу «Урал» після простою різної тривалості: 1 – 2 години; 2 – 1,5 години; 3 – 1 година; 4 – 0,5 години: 1 - 2 год.; 2 - 1,5 год.; 3 - 1 год.; 4 - 0,5 год.

Насамперед великі втрати пального спостерігаються під час прогрівання двигуна в умовах безгаражного зберігання транспортного засобу при низьких температурах навколишнього повітря. Робота холодного двигуна під час пуску та на етапі прогрівання можлива лише за умови збагачення паливоповітряної суміші. Це пов'язано з погіршенням робочого процесу, яке виникає через низьку швидкість повітря у впускному колекторі, знижену температуру деталей двигуна, а також охолоджене паливо й повітря, що разом погіршує якість паливоповітряної суміші. За температури повітря 0°C під час пуску двигуна лише близько 10–15% палива надходить у циліндри у вигляді пари, тоді як решта осідає на стінках впускного колектора у формі тонкої рідкої плівки.

Температура повітря в підкапотному просторі значно коливається залежно від погодних умов. Оптимальні умови для утворення якісної паливоповітряної суміші досягаються при температурі повітря на впуску $40\text{--}60^{\circ}\text{C}$ та температурі палива в карбюраторі $15\text{--}25^{\circ}\text{C}$. Зменшення температури повітря на кожні 10°C нижче цього діапазону призводить до погіршення паливної ефективності приблизно на 2%. Якщо автомобіль зберігається на відкритому повітрі за низьких температур, загальні втрати палива під час запуску та прогрівання можуть досягати

3–8% від його загального споживання. Після стабілізації теплового режиму двигуна нормалізується й витрата палива. Після виходу двигуна на стабільний тепловий режим споживання палива приходить у норму. Дані щодо експлуатаційної витрати палива в міському циклі руху наведені в джерелі [9], демонструють збільшення витрати палива на 18% при зниженні температури повітря з 31°C до - 2°C. Подібні результати були отримані і в дослідженнях [10–12], у ході яких випробовувалися три різні бензинові двигуни з іскровим запалюванням.

У роботі [13] наведено дані, що підтверджують: підвищення температури охолодної рідини від 25°C (початкова) до 90°C (робоча) у середньому зменшує витрату палива бензиновим двигуном у рамках NEDC (New European Driving Cycle) на 10%. Ще одним важливим критерієм впливу теплового стану двигуна є рівень токсичних компонентів у відпрацьованих газах. Для будь-якого типу двигуна, за однакових умов, кількість шкідливих речовин у ВГ пропорційна витраті палива. Тому зменшення споживання палива на етапах холодного пуску та прогрівання автоматично знижує емісію ШР.

Викиди основних забруднювальних речовин, таких як вуглеводні, оксид вуглецю та оксиди азоту, значною мірою залежать від ефективності процесу згоряння палива в двигуні. На цей процес впливають режим роботи двигуна, склад та однорідність паливоповітряної суміші, рівномірність подачі палива у циліндри, кут випередження запалювання, наявність гасіння полум'я поблизу стінок камери згоряння, конструкція камери, ступінь стиснення, а також технічний стан двигуна та автомобіля в цілому.

Зниження температури двигуна погіршує формування суміші, що призводить до збільшення частки неповністю згорілого палива у вихлопних газах. У початковий період міського циклу руху викиди вуглеводнів можуть становити 60–80% від їхньої загальної кількості за цикл, при цьому їх обсяг зростає зі зниженням температури навколишнього середовища. Основна частина цих викидів припадає на перші 20–40 секунд після запуску холодного двигуна, що пояснюється необхідністю збагачення суміші для надійного старту та недостатнім прогрівом каталізатора, який ще не здатний забезпечити повноцінне окисно-відновне перетворення.

Холодне зовнішнє повітря значно уповільнює нагрівання двигуна, особливо у міських умовах, що веде до підвищеного споживання палива та зростання шкідливих викидів до моменту виходу двигуна на стабільний тепловий режим. Тому під час експлуатації автомобіля в умовах низьких температур важливим завданням є підвищення паливної ефективності та зниження екологічного навантаження, особливо на етапах холодного запуску та прогрівання двигуна, а також під час частих коротких поїздок, типових для міських режимів руху.

1.2 Дослідження способів прогрівання автомобільних двигунів під час експлуатації

Транспортний засіб сьогодні залишається найпоширенішим засобом перевезень. У розвинених європейських державах його частка перевищує 85% у вантажних і 93% у пасажирських сухопутних перевезеннях, а також припадає понад 60% споживання нафтопродуктових палив. Збільшення числа автомобілів на дорогах закономірно призводить до зростання забруднення навколишнього середовища шкідливими компонентами вихлопних газів [20, 21].

Забезпечити ефективну експлуатацію автомобіля, що відповідає сучасним вимогам щодо економії палива та екологічної безпеки, можливо лише за умови врахування реальних умов його використання. До них належать транспортні, дорожні та природно-кліматичні чинники. Основними причинами погіршення економічності двигуна є неповне згоряння палива, що спричинене недостатнім якісним розпиленням та випаровуванням палива, а також збільшенням часу, необхідного для відновлення робочого теплового стану силової установки.

Полегшити пуск холодного двигуна, прискорити прогрівання та підтримати необхідний тепловий режим у низькотемпературних умовах можна кількома шляхами: утриманням тепла після попередньої роботи двигуна; застосуванням теплоізоляції та засобів для підігрівання акумуляторної батареї; використанням відповідних сортів палив та мастильних матеріалів; встановленням систем передпускового підігрівання; використанням засобів, що полегшують пуск без

попереднього розігрівання; впровадженням спеціальних пристроїв і методик для пришвидшеного прогрівання силової установки.

Сьогодні існує велика кількість технічних рішень, спрямованих на полегшення запуску охолодженого двигуна. На рисунку 1.7 подано один із варіантів класифікації пристроїв, які забезпечують покращення умов пуску та прогрівання холодного двигуна.

Вибір найпридатнішої системи в кожній конкретній ситуації залежить від багатьох чинників, серед яких варто відзначити: конструктивну специфіку автомобіля та двигуна; паливна ефективність і екологічні показники силової установки у процесі холодного запуску та прогрівання; потреба у внесенні змін до конструкції; надійність обраного технічного рішення; час, потрібний для підготовки двигуна до роботи під навантаженням; енергоефективність системи та економічну доцільність її встановлення й експлуатації.

Існують індивідуальні засоби, призначені для полегшення старту холодного двигуна, які можуть діяти як у передпусковий період, так і безпосередньо під час пуску та подальшого прогрівання силової установки.

РОЗДІЛ 2

ЗАГАЛЬНІ ПІДХОДИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПРОГРІВУ БЕНЗИНОВОГО АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА

2.1 Побудова схеми методології проведення досліджень

Температурний режим роботи двигуна під час експлуатації формується під впливом багатьох взаємопов'язаних чинників. Однак завдяки наявним системам керування температурним режимом у більшості робочих станів двигуна забезпечується підтримання температури охолодної рідини та оливи в системі мащення у межах, необхідних для ефективного функціонування силової установки. Винятком є режим прогрівання двигуна за умов низької температури навколишнього повітря. Як свідчать попередні дослідження, саме цей режим істотно впливає на паливну економічність, енергетичні характеристики та екологічні параметри автомобіля.

Для визначення ступеня впливу режиму прогрівання та теплового стану двигуна на зазначені показники було виконано аналіз наявних наукових праць у цьому напрямку (блок 1) відповідно до структурної схеми методики досліджень, представленій на рис. 2.1.

Пуск охолодженого двигуна та його подальше прогрівання можуть здійснюватися різними способами. Ефективність кожного з них оцінюють, передусім, за витратою палива, необхідною для підготовки двигуна до пуску та під час прогрівання, тривалістю роботи двигуна в цьому режимі, а також за рівнем емісії шкідливих речовин із відпрацьованими газами. З огляду на це, доцільним є аналіз існуючих методів прогрівання двигунів з іскровим запалюванням з позиції їх впливу на наведені показники (рис. 2.1, блок 2).

Зазвичай робота двигуна у режимі прогрівання супроводжується додатковими витратами енергії в різних її формах. Значна кількість досліджень спрямована на зменшення цих втрат та зниження викидів шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Тому важливо виконати аналіз результатів

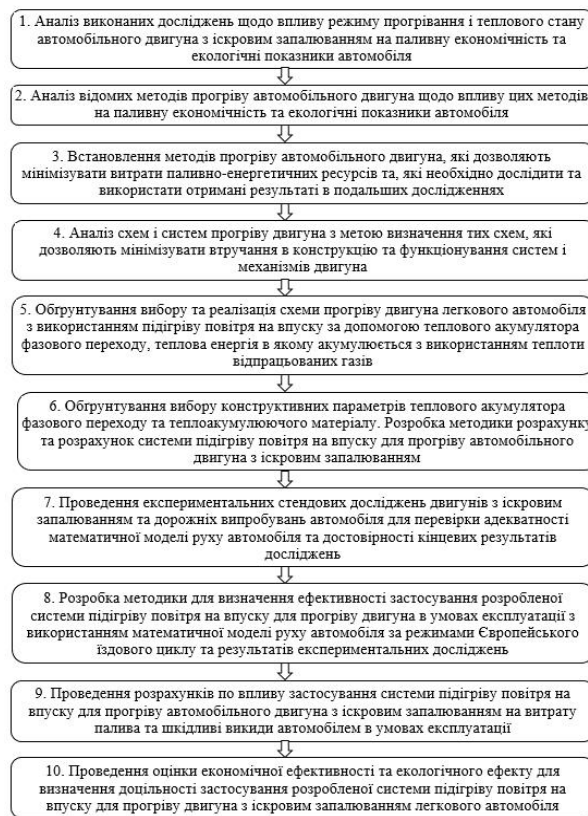


Рисунок 2.1 – Структурна схема методики проведення досліджень

Щоб оцінити ефективність обраної системи прогрівання автомобільного двигуна з точки зору економії палива та зменшення викидів шкідливих речовин у відпрацьованих газах, необхідно розробити спеціальну методику. На її основі, застосовуючи математичну модель руху автомобіля за Європейським міським їздовим циклом разом із даними експериментальних досліджень, можна провести оцінку результативності використання цієї системи в умовах реальної експлуатації. Для створення такої методики потрібно уточнити математичну модель руху автомобіля та розробити підходи, які дозволять кількісно визначити ефект від впровадження обраної системи прогрівання двигуна (рис. 2.1, блок 8). Використовуючи цю методику (рис. 2.1, блок 8), доцільно виконати розрахунки для визначення впливу системи підігріву повітря на впуску з ТАФП на паливну економічність та рівень викидів шкідливих речовин у двигунів з іскровим запалюванням під час реальної експлуатації (рис. 2.1, блок 9). Для оцінки доцільності широкого впровадження розробленої системи підігріву повітря на впуску з ТАФП, призначеної для прогрівання двигуна легкового автомобіля з іскровим запалюванням, проведено аналіз її економічного та екологічного ефекту (рис. 2.1, блок 10).

2.2 Аналіз досліджень щодо використання теплових акумуляторів для прогріву автомобільних двигунів із метою впровадження енергоефективних технологій

На сучасному етапі питання акумулювання теплової енергії знаходяться в центрі підвищеної уваги як у наукових, так і у виробничих колах. Інтерес до цієї теми пояснюється необхідністю раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів, що є однією з ключових задач сучасної автомобільної техніки. На сьогодні питання, пов'язані з акумулюванням теплової енергії, перебувають у центрі підвищеної уваги. Інтерес до цієї тематики як у науковому, так і у виробничому середовищі зумовлений необхідністю раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів, що є однією з ключових задач сучасної техніки.

Акумулювання теплоти розглядають як один із найбільш прийнятних альтернативних шляхів підвищення ефективності використання енергії в різних сферах, у тому числі й в автомобільному транспорті. Тому наукові роботи, присвячені підвищенню паливної економічності автомобіля за рахунок використання вторинних енергетичних ресурсів у реальних умовах експлуатації, можна вважати актуальними та своєчасними.

Відомо, що приблизно 50...60% теплової енергії, яка утворюється під час згорання палива, втрачається разом із охолодною рідиною та відпрацьованими газами. Тому створення пристрою, здатного утилізувати й акумулювати частину цієї втраченої енергії, а також зберігати її протягом значного часу (наприклад, між змінами роботи автомобіля), з подальшим використанням для потреб двигуна, є одним із перспективних напрямів розвитку енергоефективних технологій для автотранспорту.

Дослідження, які стосуються акумулювання та подальшого застосування надлишкової теплоти, активно проводяться як вітчизняними, так і зарубіжними науковцями у різних галузях техніки. Вченими розроблено низку методик, що стосуються розрахунків, створення та випробувань бортових теплових акумуляторів, призначених для забезпечення передпускового підігріву холодного двигуна та прискорення його прогріву за низьких температур.

Враховуючи великі можливості застосування теплових акумуляторів на автомобілі, такі пристрої можуть вирішувати широкий спектр завдань зимової експлуатації: підігрів (або розігрівання) охолодної рідини, моторної оливи, акумуляторної батареї, підкапотного простору, салону (кабіни) автомобіля тощо. Під процесом теплового акумуляування розуміють фізичні й хімічні механізми, завдяки яким тепла енергія накопичується у спеціальних пристроях – теплових акумуляторах.

Матеріали, що використовують для зберігання теплоти, називають теплоакумулюючими (ТАМ). За принципом дії такі матеріали поділяють на:

- теплоємнісні, у яких акумуляування теплоти відбувається за рахунок збільшення температури матеріалу;
- матеріали з фазовим переходом, у яких накопичення теплоти здійснюється під час процесу «плавлення – кристалізація»;
- термохімічні, що використовують теплоту оборотних хімічних реакцій.

Теплоємнісне акумуляування базується на властивості речовин накопичувати енергію під час нагрівання, і кількість такої енергії залежить від їх питомої теплоємності та різниці температур. Акумулятори, які працюють на основі фазового переходу, мають значно вищу щільність накопиченої енергії порівняно з традиційними теплоємнісними. Термохімічне акумуляування забезпечує ще більший запас енергії на одиницю маси, проте його практична реалізація відзначається складністю.

Аналізуючи характер процесів у ТАМ, можна зробити висновок, що для створення енергоємних теплових акумуляторів найбільш доцільним є застосування матеріалів з фазовим переходом. Тому особливої ваги набуває пошук нових теплоакумулюючих речовин, які були б енергоємними та водночас економічно доступними.

Для визначення можливості використання того чи іншого ТАМ у тепловому акумуляторі фазових переходів важливо враховувати низку ключових теплофізичних характеристик: температуру та теплоту плавлення, щільність, теплоємність і теплопровідність у різних фазових станах, а також в'язкість матеріалу у рідкій фазі.

Робота системи «ДВЗ – ТАФП» здійснюється за принциповою схемою, наведеною на рис. 2.2.

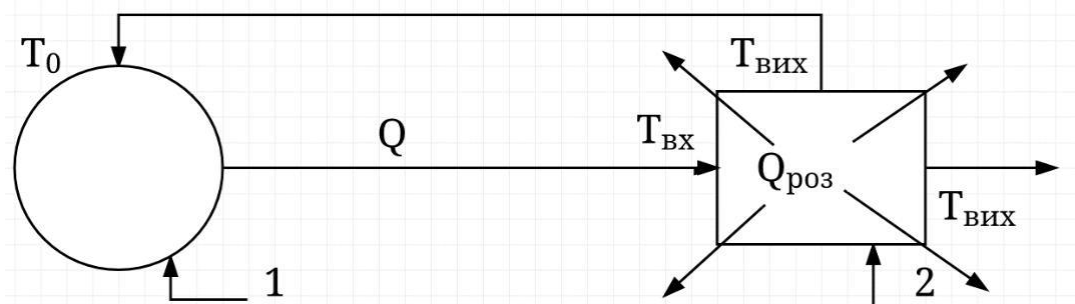


Рисунок 2.2 – Схема основного принципу роботи системи «ДВЗ – ТАФП»: 1– двигун; 2 – ТАФП

Під час функціонування двигуна за температури навколишнього середовища T_0 теплоносій (як джерело тепла можуть використовуватися охолоджувальна рідина, мастильна олива або відпрацьовані гази) із змінною в часі масовою витратою Q та сталою температурою на вході ($T_{вх} = const$) надходить у ТАФП, передаючи йому частину накопиченої теплоти. У процесі цього теплообміну певна частка енергії розсіюється в навколишнє середовище у вигляді втрат $Q_{роз}$. Якщо як теплоносій використовується охолодна рідина або олива системи мащення, то після проходження через ТАФП вона повертається до двигуна вже з температурним параметром $T_{вих1}$. У разі використання відпрацьованих газів, вони виходять у навколишнє середовище з параметром $T_{вих2}$. Основна ідея, покладена в конструктивні рішення теплових акумуляторів фазового переходу, полягає у тому, що теплова енергія, накопичена ТАФП під час роботи силового агрегату, у подальшому повертається двигуну. Це дозволяє підвищити його тепловий стан у період передпускового підігрівання або розігрівання за умов низької температури навколишнього середовища, забезпечуючи більш сприятливі умови для запуску й початкового функціонування (рис. 2.3).

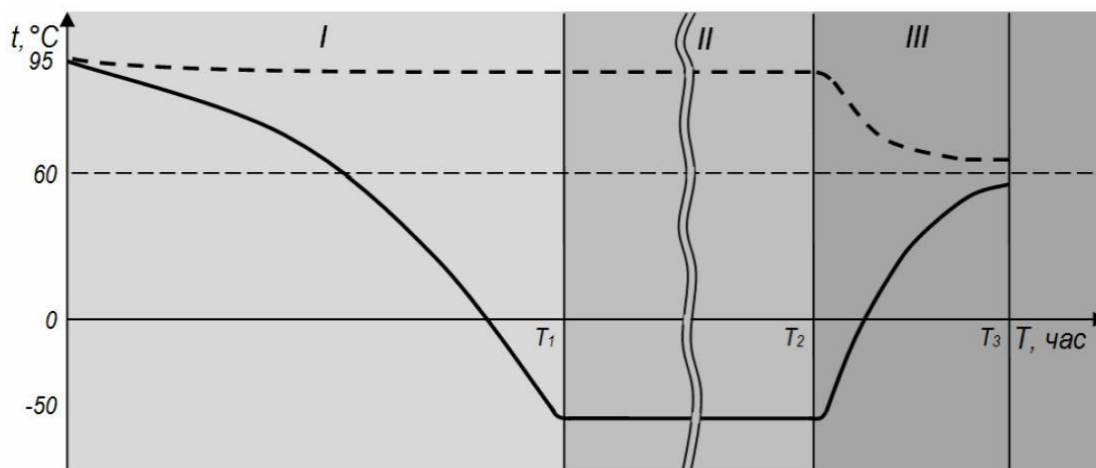


Рисунок 2.3 – Діаграма залежності зміни температури ТАФП та ДВЗ під час міжзмінного простою (загальний принцип):

— — — тепловий акумулятор;

— — — двигун

Режим зарядження.

Під час заряджання тепловий акумулятор збирає теплову енергію, що надходить від двигуна та його допоміжних систем. Як джерела тепла можуть використовуватися охолоджувальна рідина, мастило з системи змащення або відпрацьовані гази. У результаті цього етапу температура теплоакумулюючого матеріалу (ТАМ) підвищується до заданого рівня (у наведеній схемі - до 95 °С).

Стан зберігання накопиченої теплової енергії.

Під час міжзмінного простою автомобіля температура двигуна та його систем знижується до температури навколишнього середовища (у наведеному прикладі - до -50 °С). Протягом усього цього часу тепловий акумулятор утримує накопичену в ньому теплову енергію. Принцип роботи ТА заключається в утриманні акумульованої енергії у спеціально теплоізольованій ємності, заповненій ТАМ. Незважаючи на те, що температура теплоакумулятора поступово зменшується через неминучу тепловіддачу назовні, його конструкція та використана теплоізоляція забезпечують збереження такої кількості теплової енергії, якої достатньо для здійснення передпускового підігріву (розігрівання) та дальшого пуску двигуна.

Режим розрядки. Під час підготовки двигуна до запуску відбувається передача тепла від ТАФП за допомогою теплоносія (охолодну рідину або оливу системи мащення) до відповідних вузлів двигуна. Це спричиняє підвищення

температури силового агрегату (у даній схемі — до 50 °С), що, у свою чергу, забезпечує полегшений пуск та прискорене прогрівання.

Дослідження сучасних патентних і ліцензійних джерел свідчить про те, що існує значний практичний досвід у створенні систем передпускового підігріву двигунів автомобілів із використанням ТА. У більшості випадків пропонується застосовувати такі акумулятори для попереднього нагрівання охолодної рідини або оливи системи мащення перед запуском холодного двигуна. Як теплоносії для зарядження акумулятора зазвичай використовується штатна рідина системи охолодження чи мастильна олива.

На рис. 2.4 показано систему передпускового прогрівання двигуна з ТАФП, де для зарядження акумулятора використовується тепла енергія відпрацьованих газів, а під час розрядження — охолоджувальна рідина двигуна. Конструкція складається із зовнішнього корпусу 1 та внутрішнього корпусу 2, між якими розташований шар теплоізоляції 3 (мінеральна вата). Всередині внутрішнього корпусу 2 розміщений ТАМ 4, який містить ребристі труби газового 5 та рідинного 6 теплообмінників. На зовнішній поверхні труб 5 і 6 закріплено ребра 7. Для запобігання утворенню «теплових мостів» між корпусами 1, 2 та трубами 5, 6 застосовані втулки 8, виготовлені з матеріалу з малою теплопровідністю.

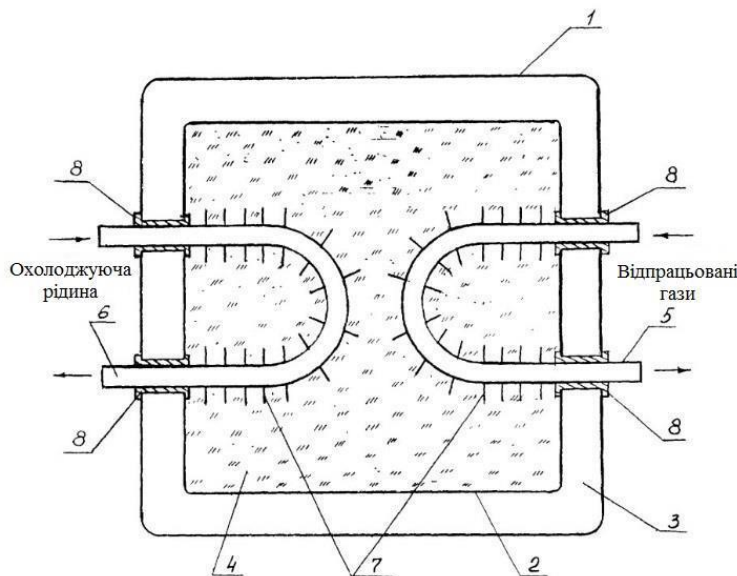


Рисунок 2.4 – Система підігріву двигуна тепловим акумулятором фазового переходу

На рисунку 2.5 представлено систему підігріву двигуна з тепловим акумулятором (ТА), де для зарядки акумулятора використовується тепло від відпрацьованих газів (ВГ), а для розрядження – повітря.

У системі передпускового підігріву двигуна з ТАФП газовий трубний теплообмінник виконує дві основні функції: передає теплову енергію до теплоакумулюючого матеріалу (ТАМ) для її накопичення та віддає накопичену теплоту потоку повітря. Повітря примусово циркулює завдяки вентилятору, який отримує енергію від бортової акумуляторної батареї. Тепловий акумулятор фазового переходу з'єднаний із двигуном внутрішнього згорання через багатопозиційний газовий кран 3 і випускний колектор 2.

ТАФП має зовнішній циліндричний корпус 4 та внутрішній корпус ядра ТАМ 5, з розміщеним між ними шаром теплоізоляції 6 (мінеральна або шлакова вата). Усередині зовнішнього корпусу знаходиться газовий трубний теплообмінник 7, а в проміжку між трубами міститься фазоперехідний ТАМ 8. Для подачі та відведення відпрацьованих газів передбачені коробки 9 та 10, які забезпечують направлення газових потоків.

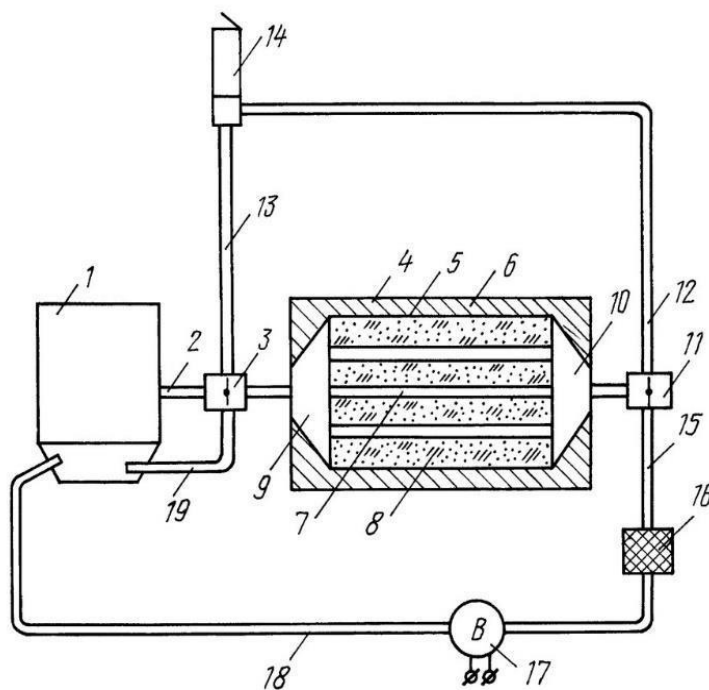


Рисунок 2.5 – Передпускова система теплової підготовки двигуна з ТАФП, призначена для накопичення частини тепла вихлопних газів

Запірно-регулювальна арматура дозволяє підключати трубчастий теплообмінник 7 до системи випуску відпрацьованих газів двигуна 1 через багатопозиційні газові крани 3 і 11. Система випуску включає газові трубопроводи 12, 13 та випускну трубу 14. Для забезпечення циркуляції повітря як теплоносія

передбачено повітряну магістраль, яка складається з повітропроводу 15, фільтра 16, відцентрового вентилятора 17 та повітропроводів 18 і 19, що забезпечують подачу та відведення повітря з картерного простору двигуна 1.

Розглянута задача обумовлена реальними режимами роботи автомобільного двигуна при низьких температурах навколишнього середовища, особливо у режимі прогрівання та в умовах складного міського руху. Міські умови характеризуються незначною дистанцією поїздок та частими змінами навантаження, що ускладнює підтримку оптимального теплового стану каталізатора нейтралізатора (КН) для перебігу окисно-відновних реакцій.

Аналіз даних експерименту свідчить, що найнижча ефективність КН спостерігається на початковому етапі прогрівання двигуна. Це пояснюється недостатньою температурою відпрацьованих газів для запуску ефективних реакцій у КН. Постає потреба зменшити час до початку ефективного протікання окисно-відновних реакцій у каталізаторі та забезпечити подальшу теплову стабілізацію його матриці. Одним із можливих способів вирішення цієї задачі є застосування теплового акумулятора фазового переходу (ТАФП). Одним із можливих рішень цієї проблеми є використання теплового акумулятора фазового переходу (ТАФП). Бортовий ТАФП здатний стабілізувати теплові процеси в КН (рис. 2.6).

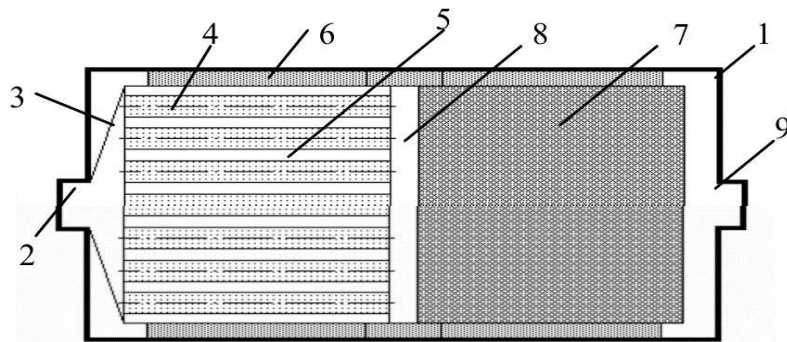


Рисунок 2.6 – Принципова схема каталізатора нейтралізатора (КН), інтегрованого з тепловим акумулятором фазового переходу (ТАФП):
1 – циліндричний корпус; 2,9 – вхідний та вихідний патрубки; 3 – дифузор;
4 – циліндричні капсули з тепловим акумулятором матеріалу (ТАМ); 5 – кільцеві зазори; 6 – шар теплоізоляції; 7 – блочний реактор; 8 – порожнина розширення ТАФП.

Система складається з двох основних компонентів: власне каталізатора нейтралізатора та ТАФП, розміщених у спільному циліндричному корпусі 1. Конструкція ТАФП включає вхідний патрубок 2, дифузор 3 та теплообмінник, забезпечуючи акумулювання та передачу теплової енергії.

ТАФП, інтегрований з каталізатором нейтралізатора (КН), складається з двох основних елементів: власне КН та ТАФП, об'єднаних в одному циліндричному корпусі 1. Конструкція ТАФП включає вхідний патрубок 2, дифузор 3 та теплообмінник, який складається з центральної циліндричної капсули і декількох коаксіально розташованих циліндричних капсул 4, заповнених теплоакумулюючим матеріалом (ТАМ), утворюючи між ними кільцеві зазори 5. Циліндричні капсули 4 і кільцеві зазори 5 мають однакові радіальні розміри. Між циліндричним корпусом 1 і теплообмінником розташований шар теплоізоляційного матеріалу 6. Каталітичний нейтралізатор включає блочний реактор 7, порожнину розширення 8 та вихідний патрубок 9.

У системах, де для заряджання ТАФП використовується стандартна охолоджувальна рідина або моторна олива, теплоємність обмежена через невисокий тепловий потенціал теплоносія. Внаслідок цього такі теплові акумулятори забезпечують відносно низькі температури під час розрядження, достатні лише для підігріву двигуна до 40–60°C. Щоб зменшити теплові втрати при передачі енергії між теплоносієм і ТАМ, доводиться застосовувати дорогі метали або сплави з низьким питомим тепловим опором. Це потребує додаткових систем контролю та захисту від корозії, оскільки матеріали корпусу і капсул мають різні теплофізичні та електрохімічні властивості, що може негативно впливати на надійність системи в процесі експлуатації.

Крім того, для заряджання ТАФП необхідно нагріти додатковий обсяг охолоджувальної рідини (приблизно 50–75% від штатного об'єму системи), щоб ТАМ повністю перейшов у рідку фазу, що спричиняє додаткове споживання палива та підвищення викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище.

Через складність конструкції ці пристрої потребують розміщення додаткових резервуарів з охолоджувальною рідиною або оливою на борту автомобіля. Для їхньої роботи потрібна додаткова енергія бортової акумуляторної

батареї, що за низьких температур навколишнього середовища не завжди можливо і може призводити до зниження загальної надійності автомобіля.

2.3 Аргументація доцільності застосування схеми системи підігріву впускного повітря з ТАФП

Аналіз наукових джерел показав, що проблеми запуску холодного двигуна з іскровим запалюванням за низьких температур повітря обумовлені трьома ключовими факторами:

Погіршення випаровування палива через знижену температуру повітря на впуску, що призводить до утруднення утворення однорідної паливоповітряної суміші, збільшення втрат суміші через неповну герметичність циліндропоршневої групи та інтенсивного тепловідведення до стінок циліндрів.

Зростання в'язкості мастила в системі змащення двигуна, що підвищує опір обертанню і спричиняє додатковий знос деталей. Зниження ємності акумуляторної батареї, що обмежує частоту обертання колінчастого вала при пуску двигуна і ускладнює досягнення мінімальної пускової частоти.

Використання традиційних пристроїв для полегшення пуску (пускові рідини, рідинні підігрівачі) пов'язане з істотними фінансовими витратами на їхнє встановлення та обслуговування, додатковою витратою палива під час роботи та підвищеним викидом шкідливих речовин (ШР) у навколишнє середовище.

Проте, за даними дослідників, передпусковий підігрів двигуна дозволяє знизити інтенсивність зношення його деталей шляхом підвищення температури охолодної рідини, а також оливи системи змащення двигуна.

Порівняльні дослідження зношування трьох однакових двигунів ЗІЛ-375 показали ефективність різних методів полегшення пуску:

Перший двигун запускали із подачею пускової рідини у впускний колектор.

Другий двигун використовував індивідуальний рідинний підігрівач П-100.

Третій двигун запускали без застосування додаткових засобів полегшення пуску.

Кожен з двигунів пройшов по 100 циклів запуску в холодильній камері при температурі -25°C . Результати показали, що традиційні методи передпускового

підігріву мають обмежену ефективність і потребують тривалого часу розігрівання двигуна залежно від температури навколишнього середовища.

Зокрема, для досягнення температури оливи 55°C рідинним підігрівачем при температурі -20°C необхідно 40–45 хвилин. Для підігрівачів з тепловою продуктивністю 16,2–22 кВт час дії складав близько 20 хвилин, що забезпечувало наступну середню витрату палива на розігрів:

16,2 кВт – 2,18 кг/год;

22 кВт – 2,3 кг/год.

Таким чином, аналіз показав, що використання традиційних рідинних підігрівачів є малоефективним для швидкого та енергоефективного прогрівання двигуна. Це обґрунтовує доцільність використання системи підігріву впускного повітря з ТАФП, яка дозволяє швидше підвищити температуру паливоповітряної суміші, стабілізувати тепловий стан каталізатора та знизити витрату палива і викиди ШР.

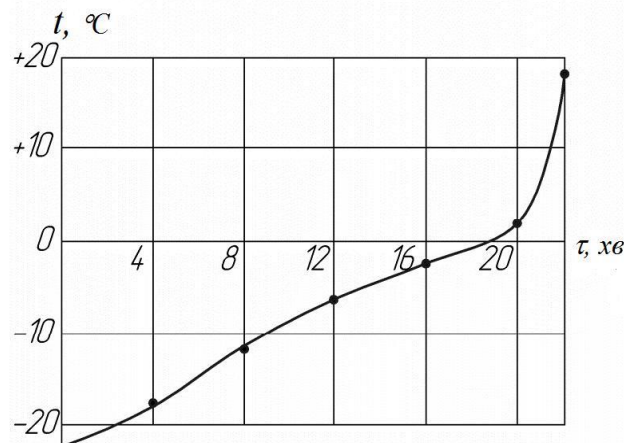


Рисунок 2.7 – Графік динаміки нагріву оливи в картері двигуна при використанні підігрівача

Для визначення напрямів впровадження енергоефективних технологій на автомобільному транспорті з метою підвищення паливної економічності та зменшення викидів шкідливих речовин у режимах запуску холодного двигуна з іскровим запалюванням і його прогрівання, на основі аналізу даних (рис. 1.4, 1.5, 1.19) пропонується застосування пристрою, який:

- не потребує додаткових джерел енергії для запуску та прогрівання двигуна;
- забезпечує підвищення температури повітря на впуску, що покращує процес формування паливоповітряної суміші;

- не вимагає значних конструктивних змін у силовій установці;
- не впливає на аеродинамічний опір у впускному колекторі.

Як такий пристрій пропонується тепловий акумулятор (ТА), який здатний накопичувати та зберігати вторинні енергетичні ресурси автомобіля - частину теплової енергії відпрацьованих газів - у теплоакumuлюючому матеріалі (ТАМ), заснованому на фазових переходах «плавлення–кристалізація».

Експериментальні дані щодо температури плавлення найбільш перспективних кристалогідратів неорганічних сполук свідчать про:

- температуру плавлення в межах 286–388 К;
- теплоту плавлення 100–300 кДж/кг.

На основі цих вимог та аналізу властивостей кристалогідратів було обрано октагідрат гідроксиду барію як найбільш перспективний ТАМ для акумулювання теплової енергії відпрацьованих газів.

Використання такого ТА дозволяє: значно зменшити час досягнення оптимальної температури впускного повітря та каталізатора; підвищити ефективність випаровування палива та сумішоутворення; скоротити витрату палива та зменшити емісію шкідливих речовин під час пуску та прогрівання двигуна.

У таблицях 2.1 та 2.2 представлені експериментальні дані з літератури щодо основних теплофізичних характеристик октагідрату гідроксиду барію. Ця інформація є важливою для проведення розрахунків і забезпечення ефективної експлуатації теплового акумулятора фазового переходу (ТАФП), зокрема для: визначення робочої температури заряджання та розряджання ТАФП; розрахунку загальної кількості теплової енергії, яка буде акумульована; оцінки інших теплових та технологічних характеристик ТА, що впливають на ефективність його використання в системі підігріву впускного повітря та прогрівання двигуна.

Таблиця 2.1 – Температурні характеристики та теплота плавлення

Назва та хімічна формула кристалогідрату	Температура плавлення, $T_{пл}$	Питома теплота плавлення, $\lambda_{пл}$	
	К	кДж/кг	МДж/м ³
Октагидрат гідроксиду барію, $Ba(OH)_2 \cdot 8H_2O$	351,2	267	582

Таблиця 2.2. – Густина, питома теплоємність і коефіцієнт теплопровідності

Назва та хімічна формула кристалогідрату	Щільність, 10^3 , кг/м ³		Теплоємність, c_p , кДж/(кг•К)		Теплопровідність, λ , Вт/(м•К)	
	тверда фаза	рідка фаза	тверда фаза	рідка фаза	тверда фаза	рідка фаза
Октагідрат гідроксиду барію, Ba(OH) ₂ •8H ₂ O	2,18	2,06	1,172	2,177	1,25	0,65

Для полегшення запуску та прискорення прогріву холодного двигуна з іскровим запалюванням запропонована система підігріву впускного повітря з використанням теплового акумулятора фазового переходу (ТАФП) (рис. 2.9).

Запропонований ТАФП дозволяє накопичувати та зберігати частину теплової енергії відпрацьованих газів, а під час підготовки двигуна до запуску підтримує оптимальну температуру повітря на впуску, що надходить у циліндри. Це сприяє покращенню процесу сумішоутворення, полегшенню пуску двигуна та скороченню часу його прогрівання.

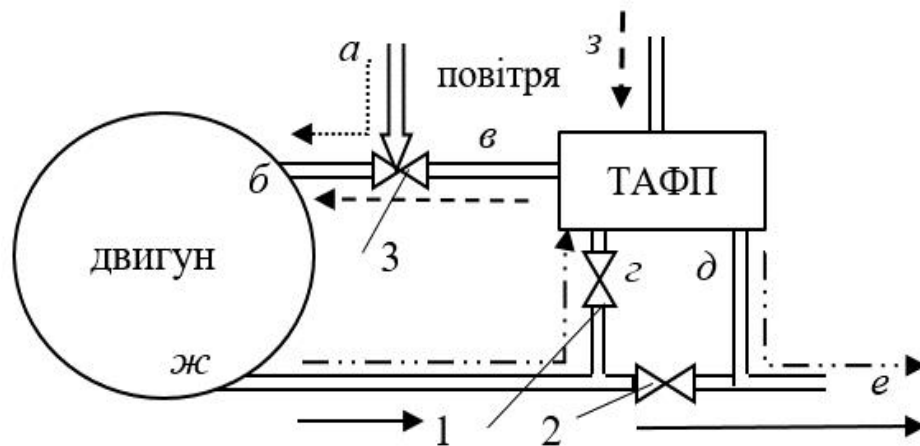


Рисунок 2.8 – Схема роботи системи підігріву впускного повітря з ТАФП:

1, 2 – запірні прохідні крани; 3 – пристрій автоматичного регулювання температури повітря на впуску (триходовий кран)

Режими функціонування системи підігріву повітря на впуску з ТАФП:

—→ режим роботи двигуна зі штатною системою впуску повітря (а – б) та впуску відпрацьованих газів (ж – е) - кран 2 відкритий, крани 1, 3 закриті;
 - - -→ режим зарядки ТАФП - повітря (а – б), відпрацьовані гази (ж – з – д – е), кран 1 відкритий, кран 2 закритий (відпрацьовані гази при роботі двигуна проходять через ТАФП);

---->режими пуску та прогрівання холодного двигуна – повітря ($z - v - b$), відпрацьовані гази ($ж - e$), кран 1 закритий, кран 2 відкритий (холодне повітря з навколишнього середовища через ТАФП потрапляє у впускний колектор двигуна).

2.4 Методика визначення теплових параметрів ТАФП для системи підігріву впускного повітря

У висновках першого розділу підкреслено, що на даний момент не існує завершеної практичної методики для теплотехнічного розрахунку та проектування теплового акумулятора фазового переходу (ТАФП).

Метою виконання таких розрахунків є:

- визначення параметрів теплоносіїв;
- розрахунок необхідного обсягу теплової енергії для накопичення (теплової ємності ТА);
- визначення об'єму обраного теплоакумуючого матеріалу (ТАМ);
- розрахунок габаритних розмірів ТАФП;
- визначення площ внутрішньої та зовнішньої поверхні теплообміну;
- вибір марки та товщини шару теплоізоляційного матеріалу.

Пропонується виконувати теплотехнічний розрахунок ТА у послідовності, наведеної на рисунку 2.11.

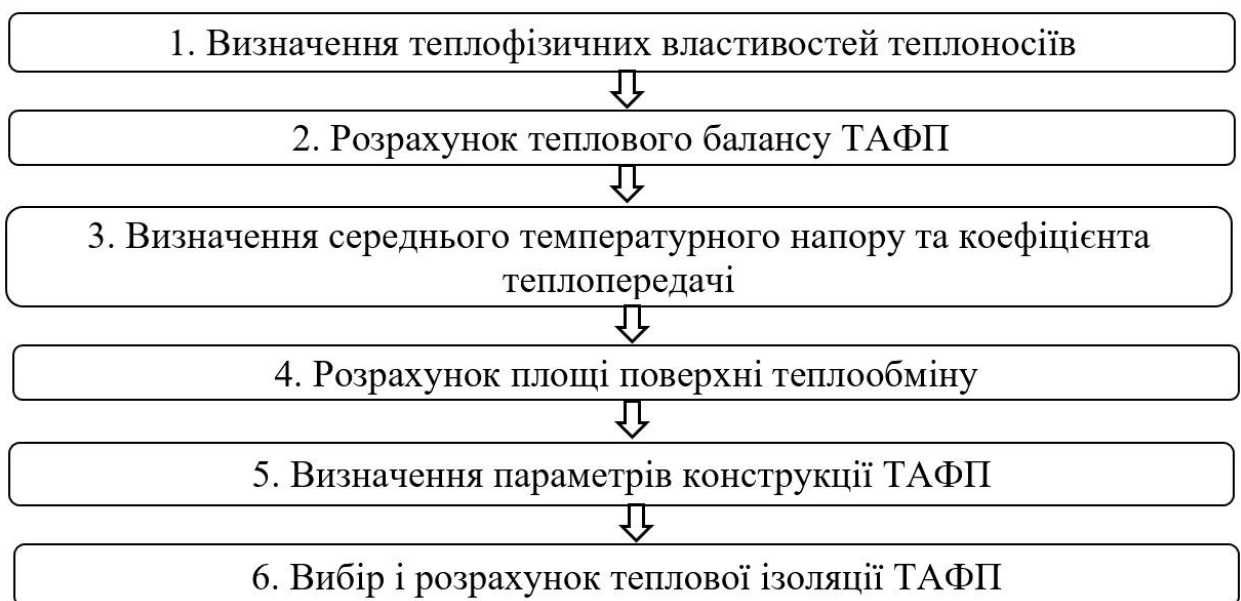


Рисунок 2.11 – Схема алгоритму теплотехнічного розрахунку ТАФП

Оцінка теплофізичних властивостей теплоносіїв

Під час розрахунків для визначення характеристик теплоносіїв доцільно застосовувати спрощені наближені формули (див. табл. 2.3), що дозволяють швидко оцінити їхні теплофізичні параметри.

Визначення теплового балансу ТАФП

Кількість тепла, що передається від гарячого теплоносія до холодного протягом одиниці часу, або теплова потужність теплообмінного апарата визначається шляхом складання рівняння теплового балансу.

Таблиця 2.3 – Фізико-теплові характеристики теплоносіїв

Теплофізичні властивості теплоносіїв	Одиниця виміру	Наближені формули
Температура	K	T_0
Тиск	$Па$	p_0
Густина	$кг/м^3$	$\rho_{air}(T) := \frac{p_{air}}{287.4 \cdot T}$
Питома Теплоємність	$Дж/(кг \cdot K)$	$c_{p,air}(T) := [1.0005 + 1.1904 \cdot 10^{-4} \cdot (T - 273)] \cdot 10^3$
Теплопровідність	$Вт/(м \cdot K)$	$\lambda_{air}(T) := 2.44 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{T}{273}\right)^{0.82}$
Коефіцієнт динамічної в'язкості	$Па \cdot c$	$\mu_{air}(T) := 1.717 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{T}{273}\right)^{0.683}$
Коефіцієнт кінематичної в'язкості	$м^2/с$	$\nu_{air}(T) := \frac{\mu_{air}(T)}{\rho_{air}(T)}$
Коефіцієнт температуропровідності	$м^2/с$	$a_{air}(T) := \frac{\lambda_{air}(T)}{c_{p,air}(T) \cdot \rho_{air}(T) \cdot 1000}$
Число Прандтля	-	$Pr_{air}(T) := \frac{\nu_{air}(T)}{a_{air}(T)}$

Коефіцієнти тепловіддачі можуть істотно змінюватися залежно від стану теплоносія (рідина чи газ), його швидкості руху, типу течії, форми та обробки поверхні теплообміну, що розділяє середовища, а також від інших умов експлуатації. Визначення цієї величини за допомогою точних математичних залежностей є досить складним.

При виборі матеріалів для виготовлення ТАФП враховують умови його експлуатації, зокрема температуру та тиск теплоносія, хімічні властивості теплоносія і теплоакумулюючого матеріалу (ТАМ) та інші фактори, що впливають на надійність і ефективність роботи акумулятора.

Трубчасті решітки зазвичай виготовляють цільними, вирізаючи їх із листа або плити. Для надійного закріплення трубок у трубній решітці визначають мінімальну товщину її стінки $s_{p(min)}$ (мм) за відповідними розрахунковими формулами:

$$s_{p(min)} = \frac{d_{зовн}}{8} + c ,$$

де c – припуск для сталевих трубчастих решіток, мм, прийнятий рівним 5 мм; $d_{ек}$ – зовнішній діаметр теплообмінних трубок, мм.

Крок розташування трубок визначають за співвідношенням $s = (1,3-1,5) \cdot d_{ек}$.

Вибір та розрахунок теплоізоляції ТАФП. Мета вибору та розрахунку теплоізоляції полягає у визначенні оптимальної товщини теплоізоляційного шару, що покриває зовнішню поверхню ТА. Це дозволяє мінімізувати теплові втрати під час міжзмінного зберігання автомобіля та та гарантує безпечні умови під час технічного обслуговування, зокрема, щоб температура зовнішньої поверхні ізоляційного шару не перевищувала 45°C . Товщину шару теплоізоляції діз матеріалу розраховували за спрощеною схемою з використанням наступного рівняння:

$$\delta_{із} = \frac{\lambda_{із}(t_{ст} - t_{із})}{\alpha_{із}(t_{із} - t_{нп})} ,$$

де $\alpha_{із}$ – коефіцієнт тепловіддачі в навколишнє середовище, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; $\lambda_{із}$ – теплопровідність матеріалу ізоляції, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$; $t_{ст}$, $t_{нп}$, $t_{із}$ – відповідно температура зовнішньої стінки апарата, температура навколишнього повітря та температура зовнішньої поверхні ізоляційного матеріалу, $^{\circ}\text{C}$.

Коефіцієнт тепловіддачі, який відображає сумарну швидкість теплопереносу за рахунок конвекції та теплового випромінювання для ТА при температурах до 150°C , можна оцінити за допомогою наближеного рівняння:

$$\alpha_{із} = 5,74 + 0,07\Delta t$$

Сучасні теплоізоляційні матеріали зазвичай мають теплопровідність у діапазоні приблизно 0,035–0,05 Вт/(м·К).

Висновки за розділом

Використання передпускового підігріву двигуна та додаткових пристроїв для полегшення запуску холодного двигуна майже не впливає на знос його деталей, потребує додаткових витрат палива та спричиняє підвищені викиди шкідливих речовин, тому вважається малоефективним.

Одним із перспективних напрямів підвищення енергоефективності автомобільного транспорту є розробка пристрою, який може збирати та накопичувати надлишкову теплову енергію охолоджувальної рідини або відпрацьованих газів для її подальшого використання з метою покращення паливної економічності та екологічних показників автомобіля. Теоретично обґрунтовано застосування кристалогідратів неорганічних сполук як теплоакумуючих матеріалів. У якості такого матеріалу запропоновано октагідрат гідроксиду барію ($\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$) з температурою плавлення 351,2 К.

Для полегшення запуску холодного двигуна та прискорення його прогрівання за рахунок покращення процесу сумішоутворення, що сприяє більш ефективному протіканню робочого циклу, запропонована система підігріву впускного повітря з ТАФП, яка накопичує частину теплової енергії відпрацьованих газів.

РОЗДІЛ 3

КОРИГУВАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ЗА РЕЖИМАМИ ЄВРОПЕЙСЬКОГО МІСЬКОГО ЇЗДОВОГО ЦИКЛУ З УРАХУВАННЯМ РІЗНИХ СПОСОБІВ ПРОГРІВУ ДВИГУНА

3.1 Характеристика математичної моделі для оцінки енергетичних та екологічних параметрів роботи автомобіля

Математичне моделювання є одним із ключових сучасних підходів для вивчення впливу різноманітних факторів на робочі характеристики автомобіля в процесі його експлуатації. Зазвичай воно включає розробку концептуальної моделі об'єкта дослідження, її формалізацію та перетворення на математичну модель, перевірку її відповідності реальному об'єкту, а також подальший аналіз отриманої моделі за допомогою аналітичних або чисельних методів та сучасних інформаційних технологій. Використання такого підходу дозволяє досягти високої точності оцінки робочих показників автомобіля, але й суттєво зменшити витрати часу та кошти на проведення експериментальних досліджень. Разом із розвитком експериментальних методів дослідження динамічних процесів автомобіля важливого значення набуває розробка та вдосконалення ефективних розрахункових математичних моделей. Моделювання передбачає заміщення реального об'єкта дослідження його моделлю з метою отримання інформації про ключові характеристики об'єкта шляхом проведення експериментів із моделлю. Слід зазначити, що неповна деталізація моделі не є її недоліком, оскільки немає потреби відтворювати всі властивості реального об'єкта. Головне, щоб математична модель адекватно відображала ті показники, які необхідно дослідити, а також основні компоненти, взаємозв'язки та зовнішні впливи, що суттєво впливають на ці показники.

Адекватність моделі визначається її здатністю виконувати поставлені завдання моделювання. Використання регресійних та інших аналітичних моделей дозволяє прогнозувати поведінку об'єкта у заданому діапазоні зміни вхідних параметрів. Існує кілька причин, які роблять математичне моделювання не лише можливим, а й необхідним замість прямих експериментів на реальних об'єктах. По-перше, на реальні автомобілі зазвичай впливає велика кількість внутрішніх та

зовнішніх факторів, що ускладнює отримання точних висновків із натурних досліджень. Математична модель дозволяє спростити об'єкт та виключити вплив факторів, які не мають суттєвого значення для досягнення мети дослідження.

По-друге, часто метою дослідження є прогнозування поведінки автомобіля при зміні невеликої кількості факторів, що без моделювання виконати практично неможливо. По-третє, експерименти на реальних автомобілях потребують значних фінансових ресурсів, часу та створення складних умов для проведення досліджень.

Особливу увагу в економічному аспекті приділяють витраті палива, яка може скласти від 30 до 60 % усіх витрат на експлуатацію автомобіля. З урахуванням постійного зростання цих витрат, прогнозування паливної економічності стає важливим та актуальним завданням.

Паливна економічність визначається як комплекс властивостей автомобіля, що характеризують його витрати палива під час виконання транспортної роботи в різних умовах експлуатації. Оцінка паливної економічності та екологічних показників аналітичними методами у реальних умовах, особливо за низьких температур, ускладнюється через вплив численних факторів, включаючи природно-кліматичні умови, дорожню обстановку та конструктивні особливості автомобіля.

Більшість легкових автомобілів експлуатуються в міських умовах і зазвичай зберігаються на відкритих стоянках між змінами. За низьких температур навколишнього повітря це створює додаткові складнощі, пов'язані з необхідністю попереднього прогріву двигуна та систем, що забезпечують його роботу, перед прийняттям навантаження. Для підвищення ефективності експлуатації автомобілів у таких умовах критично важливим є прогнозування їх експлуатаційних показників, насамперед додаткової витрати палива, необхідної для підтримки оптимального теплового режиму двигуна з урахуванням природно-кліматичних чинників.

3.2. Дослідження сучасних режимів руху автомобіля та оцінка доцільності використання спрощеного їздового циклу для вивчення ефекту різних способів прогріву двигуна

Об'єктивну оцінку експлуатаційних показників роботи автомобіля можна отримати шляхом проведення вимірювань під час руху за їздовими циклами. Міські

їздові цикли широко використовуються для оцінки паливної економічності та екологічних показників автомобілів у режимах, максимально наближених до реальної міської експлуатації. Дослідження експлуатації транспортних засобів у міських умовах показують, що робота двигуна під час прогрівання після холодного пуску значною мірою впливає на загальні масові викиди шкідливих речовин (ШР). Раніше, відповідно до поправок 02 та 03 Правил ЄЕК ООН №83, для легкових автомобілів масою до 3,5 т міський цикл передбачав короткочасне прогрівання двигуна протягом 40 секунд після холодного запуску. Випробування проводилися в контрольованих приміщеннях, де автомобіль витримувався щонайменше 8 годин для стабілізації теплового стану при температурах 20–30°C. Проте така методика не повністю відтворює реальні умови експлуатації в деяких європейських країнах, де середньозимова температура повітря протягом 1–9 місяців може опускатися до 0°C і нижче. В таких умовах викиди продуктів неповного згорання збільшуються у 1,5–2 рази, при цьому основна частина шкідливих речовин виділяється саме під час пуску та прогрівання двигуна. У зв'язку з цим, у поправці 04 до Правил ЄЕК ООН №83 було внесено зміни в методику випробувань міського їздового циклу: сорокасекундна фаза попереднього прогріву двигуна була виключена. Проте навіть ця методика не забезпечує повного відтворення низькотемпературних умов експлуатації автомобіля.

У подальшій поправці 05 до Правил ЄЕК ООН №83 введено додаткове випробування автомобіля, охолодженого до -7°C , на першій фазі міського їздового циклу. Крім того, встановлено окремі норми щодо викидів продуктів неповного згорання саме за цю фазу випробувань. Така зміна методики, у поєднанні з жорсткішими нормами шкідливих викидів, дозволяє більш точно відтворити реальні низькотемпературні умови експлуатації автомобіля.

Зниження допустимих норм шкідливих викидів, передбачене новими поправками до Правил ЄЕК ООН №83, зумовлює необхідність від автовиробників впровадження у конструкцію силової установки нових технічних рішень. Ці рішення спрямовані, перш за все, на забезпечення ефективної роботи системи нейтралізації ШР у відпрацьованих газах під час прогрівання холодного двигуна за низьких температур навколишнього середовища.

У цьому зв'язку актуальним завданням є проведення досліджень, спрямованих на розробку та вдосконалення математичних моделей їздових циклів для оцінки експлуатаційних характеристик автомобілів, а також на створення методик прогнозування витрат палива в міських умовах з урахуванням низьких температур. Для оцінки показників роботи легкових автомобілів, зокрема витрат палива та рівня викидів шкідливих речовин (ШР) з вихлопних газів, застосовуються різноманітні методики. Найчастіше це випробувальні їздові цикли - набір параметрів та послідовностей, що приблизно відтворюють рух середньостатистичного автомобіля в реальних умовах. Залежно від середньої швидкості руху цикли поділяють на міські та заміські, а за географічним критерієм - на європейські, американські та японські.

Для легкових автомобілів широко застосовують математичні моделі, що відображають режими Європейського їздового циклу (NEDC, New European Driving Cycle). Цей цикл призначений для проведення ходових випробувань легкових автомобілів масою до 3,5 т та для визначення кількісних значень викидів ШР і CO₂ відповідно до Правил ЄЕК ООН №83. Їздовий цикл являє собою послідовність регламентованих режимів руху, основними параметрами яких є швидкість та її зміни на різних етапах: розгін, рух з постійною швидкістю, уповільнення, гальмування, зупинка та відновлення руху. У багатьох випадках можна спрощено вважати, що всі швидкісні режими руху автомобіля формуються комбінацією трьох основних станів: розгін, рух зі сталою швидкістю та уповільнення.

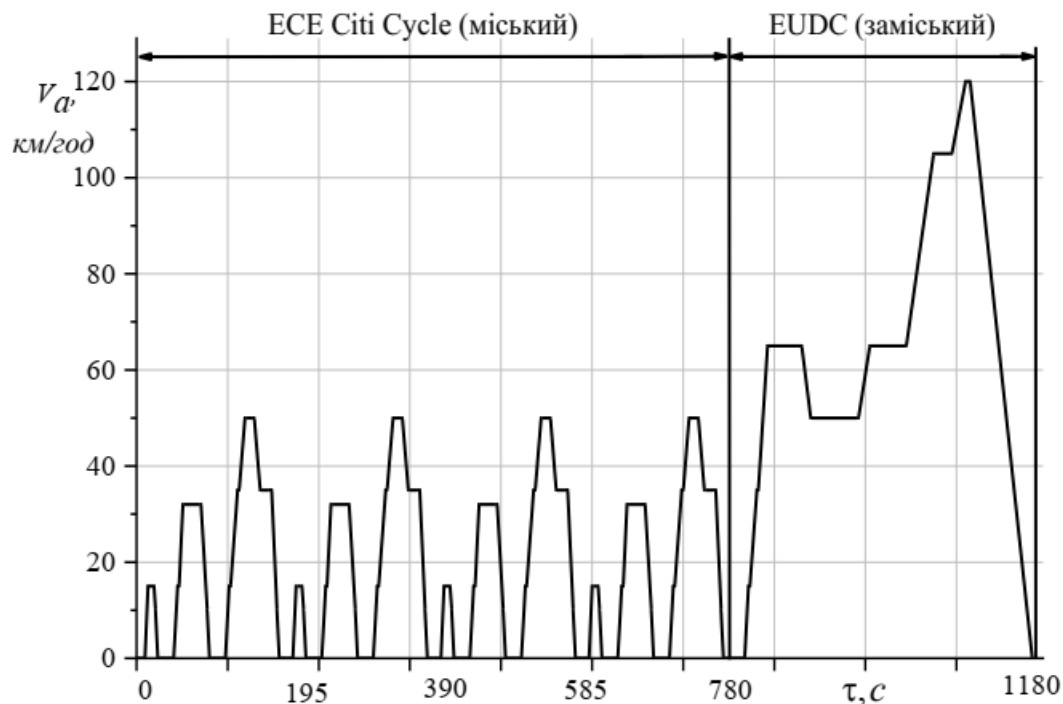


Рисунок 3.1 – Оцінка змін викидів шкідливих речовин у вихлопних газах за допомогою європейського ізового циклу NEDC

Загальна тривалість міського (ECE) та заміського (EUDC) циклів становить 1180 секунд (оновлена версія MVEG-B). Протягом випробувань автомобіль долає 11,007 км, середня швидкість руху становить 33,6 км/год, а максимальна досягає 120 км/год. Складна структура цього регламентованого циклу дозволяє точно моделювати його для аналізу витрати палива та викидів шкідливих речовин.

Однак, враховуючи, що основні зміни експлуатаційних показників відбуваються переважно в режимі прогрівання двигуна, а вплив на решту циклу є менш значним, доцільним є застосування спрощеної версії випробувального циклу з подальшою перевіркою адекватності та достовірності отриманих результатів.

Фрагмент міського ізового циклу разом із відповідною операційною картою представлено на рисунку 3.2 та в таблиці 3.1. Розрахунки з використанням математичних моделей зазвичай виконуються для прогрітого двигуна. Для підвищення точності моделі враховують також короткочасні процеси, що не відображені у регламентованій карті циклу, але здатні впливати на остаточні показники роботи автомобіля.

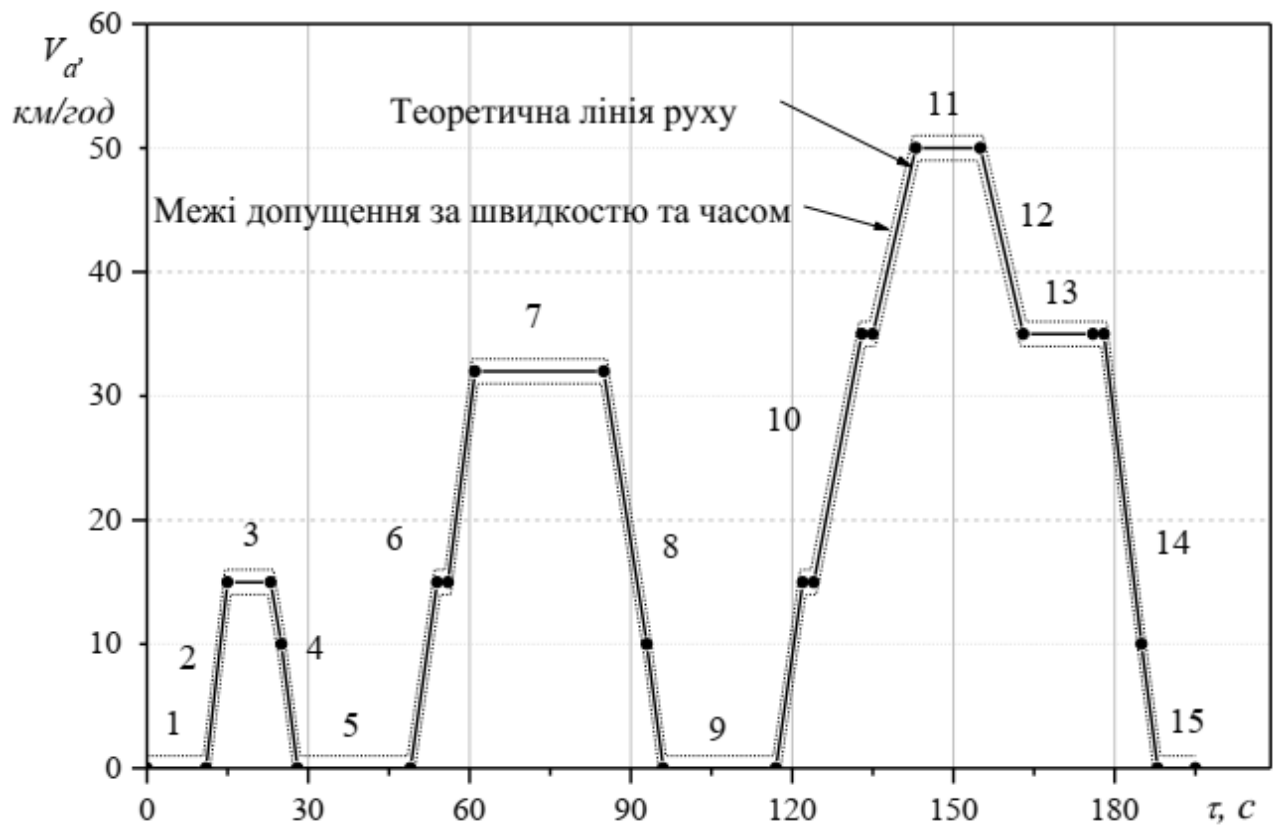


Рисунок 3.2 – Витяг з європейського міського їздового циклу (ECE)

Таблиця 3.1 – План проведення випробувань за Європейським міським їздовим циклом

Тип операції	Простий міський		Тривалість		Загальний час
	Номер режиму	Швидкість. км/год	Операції Секунд	режиму секунд	
1	2	3	4	5	6
Холостий хід	1	0	11	11	11
Прискорення	2	0 – 15	4	4	15
Рух зі сталою швидкістю	3	15	8	8	23
Сповільнення	4	15 – 0	5	5	28
Холостий хід	5	0	21	21	49

1	2	3	4	5	6
Прискорення	6	0 – 15	6	12	55
Прискорення		15 – 32	6		61
Рух зі сталою швидкістю	7	32	24	24	85
Сповільнення	8	32 – 0	11	11	96
Холостий хід	9	0	21	21	117
Прискорення	10	0 – 15	6	26	123
Прискорення		15 – 35	11		134
Прискорення		35 – 50	9		143
Рух зі сталою швидкістю	11	50	12	12	155
Сповільнення	12	50 – 35	8	8	163
Рух зі сталою швидкістю	13	35	15	15	178
Сповільнення	14	35 – 0	10	10	188
Холостий хід	15	0	7	7	195

У рамках цього дослідження вирішується завдання визначення та порівняння відносних змін витрати палива та емісії шкідливих речовин при експлуатації автомобіля із застосуванням системи підігріву впускного повітря з ТАФП і без неї. Такий підхід дає можливість спростити математичну модель, виключивши додаткові режими, що супроводжують рух автомобіля (наприклад, прискорення двигуна перед вимиканням зчеплення, пробуксовку зчеплення, уповільнення з різною інтенсивністю та інші), залишаючи лише ті етапи, які передбачені картою їздового циклу. Детальний опис та характеристики Європейського міського їздового циклу подано в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Характеристики Європейського міського циклу їзди

Теоретичне відстань, м	1013	
Час роботи двигуна, секунд	195	
Середня швидкість, км/год	18,77	
Загальна тривалість операцій	Час, секунд	Відсотки
Холостий хід	60	30,77
Прискорення	42	21,54
Рух зі сталою швидкістю	59	30,26
Сповільнення	34	17,44
Всього	195	100,00

У спрощеному варіанті Європейського міського їздового циклу (рис. 3.3) виділяють такі основні режими:

- робота двигуна на мінімальних обертах холостого ходу;
- розгони автомобіля на різних передачах;
- рух зі сталою швидкістю на різних передачах;
- уповільнення та гальмування.

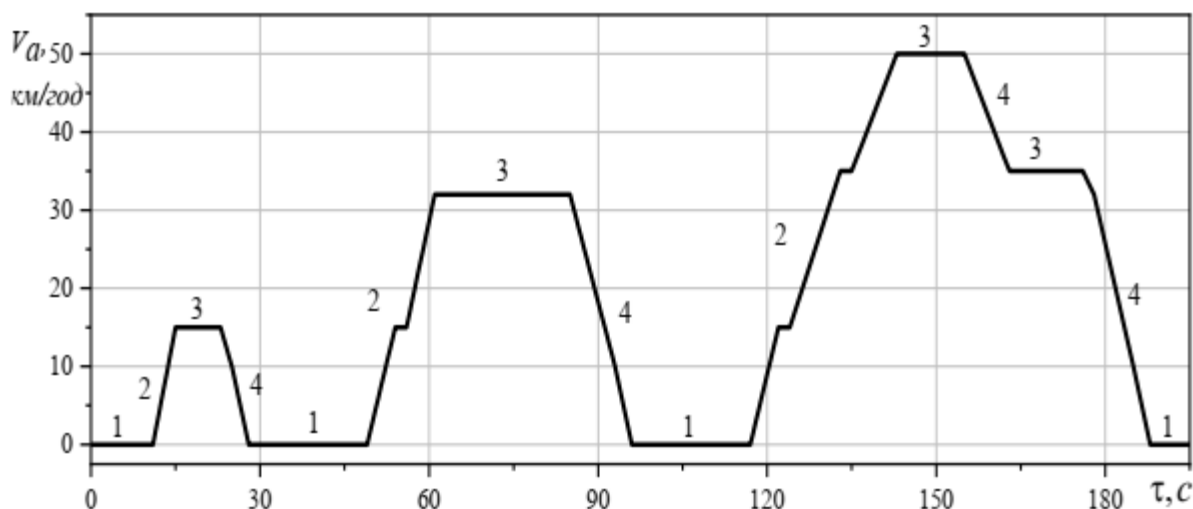


Рисунок 3.3 – Фрагмент Європейського міського їздового циклу із врахованими в розрахунках режимами руху

3.3 Математичні залежності для оцінки паливної економічності та екологічних показників двигуна у різних режимах

Для моделювання роботи автомобіля в обраних режимах руху та визначення витрат палива й рівня шкідливих викидів застосовуються наступні підходи:

1. Режим холостого ходу (мінімальна частота обертання). У цьому режимі параметри роботи двигуна визначаються на основі експериментальних даних з урахуванням температури мастила у системі змащення. Годинні витрати палива та повітря, а також концентрації шкідливих речовин у вихлопних газах описуються поліноміальними функціями від частоти обертання колінчастого валу двигуна n_d :

2. Режими прискорення на різних передачах. Розгін автомобіля моделюють за рівняннями руху, які враховують:

$$G_i = a_0 + a_1 n_d + a_2 n_d^2$$

3. Режими прискорення автомобіля на різних передачах. Розганяння автомобіля описували рівнянням:

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{1}{\delta(m_0 + m_e)} \left[\frac{M_K \cdot U_i \cdot U_p \cdot \eta_T}{r_k} - P_f \pm P_i - P_w \right],$$

Коефіцієнт врахування мас автомобіля, що обертаються визначали за залежністю:

$$\delta = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n I_{ki} + I_\partial \cdot U_i^2 \cdot U_p^2 \cdot \eta_T}{(m_0 + m_e) \cdot r_k^2},$$

$$\sum_{i=1}^n I_{ki} \quad \text{сумарний момент інерції коліс автомобіля;}$$

I_∂ - момент інерції мас двигуна, що обертаються, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Сили, що входять у вираз (3.2) визначали за залежностями:

$$P_f = (m_0 + m_e) \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha,$$

$$P_i = (m_0 + m_e) \cdot g \cdot f \cdot \sin \alpha,$$

$$P_w = k \cdot F \cdot V_a^2,$$

де f – коефіцієнт опору коченню,

Н/кг ;

α – кут підйому (спуску) дороги, град;

$k \cdot F$ – фактор опору повітря, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$.

Дослідження, проведені на численних експериментальних установах, показали, що крутний момент бензинового двигуна можна адекватно наближено описати лінійною залежністю від розрідження у впускному колекторі:

$$M_K = b_0 + b_1 \cdot \Delta p_k,$$

де, b_0 і b_1 – дослідні коефіцієнти;

p_k - розрідження у впускному колекторі.

На основі експериментальних даних, отриманих під час стендових випробувань, визначаються значення розрідження, необхідні для досягнення заданого крутного моменту двигуна M_k .

Далі, знаючи величину M_k та швидкість автомобіля, розраховують відповідні розрідження p_k та частоту обертання колінчастого валу n_d для кожної елементарної ділянки прискорення.

Отримані параметри роботи двигуна у режимі розгону описуються поліноміальними функціями другого порядку, що дозволяє враховувати нелінійні залежності між величиною розрідження, частотою обертання двигуна та крутним моментом.

Ці показники описували поліноміальними залежностями другого ступеня:

$$G_i = c_0 + c_1 \Delta p_k + c_2 n_d + c_{11} \Delta p_k^2 + c_{22} n_d^2 + c_{12} \Delta p_k n_d,$$

На основі розрахованих параметрів роботи двигуна в режимі прискорення та з урахуванням даних експериментальних випробувань на гальмівному стенді визначалися показники паливної економичності та концентрації шкідливих речовин (ШР) у вихлопних газах.

Режими руху з постійною швидкістю на різних передачах.

Параметри роботи двигуна під час руху автомобіля зі сталою швидкістю на різних передачах визначалися за відповідними математичними залежностями. Для цього спочатку обчислювали необхідний крутний момент двигуна, який забезпечує підтримку заданої швидкості руху, з урахуванням опорів руху та механічних характеристик трансмісії.

Величину необхідного крутного моменту двигуна розраховували за співвідношенням:

$$M_K = \frac{[(m_0 + m_e) \cdot f_0 \cdot \cos \alpha \cdot + kF \cdot V_a^2] \cdot r_k}{U_i \cdot U_P \cdot \eta_T}$$

4. Режимы сповільнення.

Під час фази уповільнення показники роботи двигуна обчислювали таким чином: для двигунів із системою бензинового впорскування або карбюратором, оснащеним економайзером примусового холостого ходу (ПХХ), годинна витрата палива та викиди шкідливих речовин приймалися рівними нулю. У випадку карбюратора без ПХХ витрати палива та шкідливі викиди визначали на рівні показників режиму мінімальної частоти обертання холостого ходу.

Оскільки годинні витрати палива та концентрації шкідливих речовин у вихлопних газах при неусталеному русі автомобіля значно змінюються, розрахунок у режимі прогрівання холодного двигуна ускладнюється.

Для спрощення розрахунків кожен неусталений режим замінювали «середньою точкою» циклу, яка характеризується середніми значеннями показників роботи двигуна. Така середня точка може визначатися двома способами: за розрідженням у впускному колекторі p_k та частотою обертання колінчастого вала nd - підходить для складання циклу випробувань автомобілів; або за крутним моментом M_k та частотою обертання nd - підходить для випробувань двигунів.

Заміну режимів здійснювали за умовою, що робота, виконана двигуном у неусталеному режимі, дорівнює роботі на відповідному усталеному режимі. Ділянки Європейського міського їздового циклу, описані однаковими математичними параметрами через «середню точку», об'єднували в один режим.

Середню витрату палива на певній ділянці режиму циклу визначали за спеціальною залежністю, що враховує ці усереднені параметри.

$$G_{\text{нал.с}} = \frac{\sum_1^m G_i \cdot \tau_i}{\sum_1^m \tau_i},$$

де G_i – витрата бензину на елементарній ділянці неусталеного режиму, кг/год.

Масові викиди шкідливих речовин прораховували аналогічно до визначення годинної витрати палива, використовуючи поліноміальні залежності. Таким чином, для кожного неусталеного режиму їздового циклу витрати палива, концентрації шкідливих речовин та їх сумарні масові викиди можна визначити на основі розрахованих значень частоти обертів та моменту крутіння для середньої точки режиму, а також характеристик двигуна, отриманих за результатами експерименту.

3.4 Оцінка доцільності використання спрощеного їздового циклу для моделювання паливної економічності та екологічних показників автомобіля під час прогрівання двигуна різними методами

Доцільність спрощення їздового циклу шляхом заміни неусталених режимів усталеними оцінювали шляхом порівняння розрахованої витрати палива в

регламентованому та спрощеному циклах для прогрітого двигуна. Подібні розрахунки проводилися в попередніх дослідженнях. На рисунку 3.4 показані графіки годинної витрати палива для окремих режимів фрагменту регламентованого та спрощеного їздових циклів автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» з прогрітим двигуном.

Порівняння витрат палива за фрагментом Європейського міського їздового циклу при використанні змінної та середньої витрат проводили шляхом прямого зіставлення отриманих значень:

$$G_{\text{пал}} = S \cdot m_G \cdot m_\tau,$$

де S – мм²/фрагмент;

m_G - масштаб витрати бензину, (кг/год) / мм; m_τ - масштаб часу, год/мм.

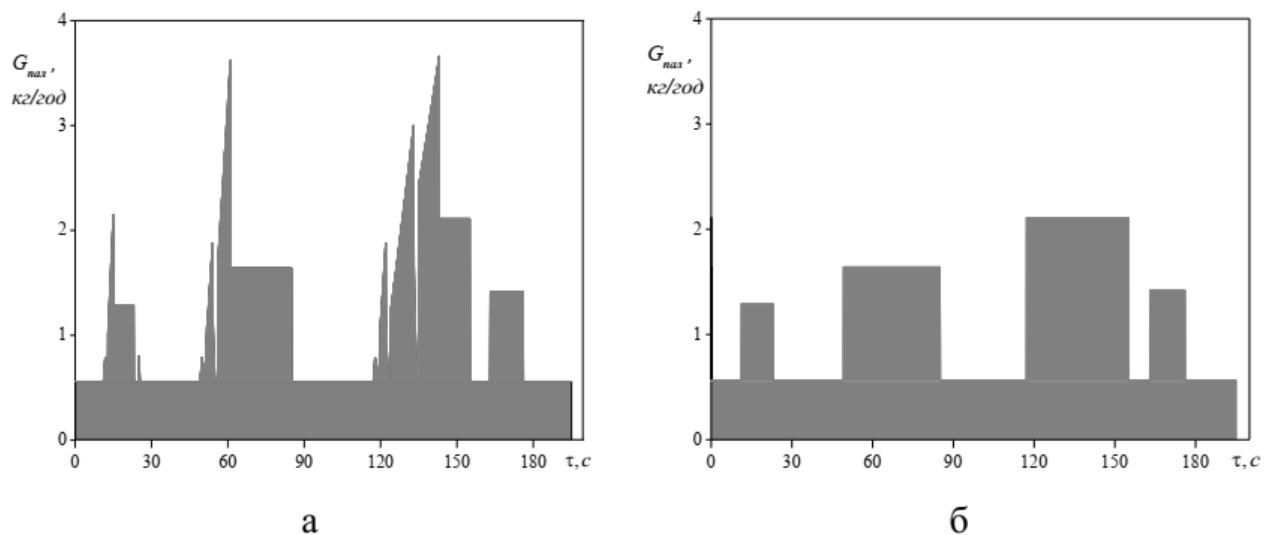


Рисунок 3.4 – Графічна залежність годинної витрати палива для прогрітого двигуна автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» у режимах детального (а) та спрощеного (б) їздового циклу

За підсумками проведених досліджень, середня витрата бензину на один фрагмент Європейського міського їздового циклу протяжністю 1,013 км становить близько 62 г/фрагмент. Для спрощеного варіанту циклу розрахункова витрата становить 63,6 г/фрагмент, що відрізняється лише на 2,5%. Така незначна різниця свідчить про доцільність застосування спрощеного циклу для оцінки порівняльних показників.

Висновки за розділом

1. Застосування математичних моделей дозволяє досліджувати вплив різних факторів на об'єкт і прогнозувати його поведінку в заданому діапазоні зміни вхідних параметрів.

2. Аналіз існуючих досліджень показує, що методи розрахункового оцінювання паливної економічності автомобілів під час руху за їздовими циклами широко використовуються та забезпечують достатню точність отриманих результатів.

3. Для проведення розрахункових досліджень була створена уточнена математична модель із застосуванням спрощеного їздового циклу.

4. Порівняння витрати палива за фрагмент міського їздового циклу при використанні змінної та середньої витрати показало, що спрощений цикл може ефективно застосовуватися для оцінки паливної економічності та екологічних характеристик автомобіля під час прогрівання двигуна різними методами.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОТИ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ПІД ЧАС ПРОГРІВАННЯ ДВИГУНІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ СИСТЕМИ ПІДГРІВУ ВПУСКНОГО ПОВІТРЯ З ТЕПЛОВИМ АКУМУЛЯТОРОМ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ ТА БЕЗ НЬОГО

4.1. Мета та завдання експериментальних досліджень.

Метою проведення експерименту є встановлення найефективнішого способу прогрівання двигуна легкового автомобіля з іскровим запалюванням в умовах експлуатації при низьких температурах навколишнього середовища.

Для досягнення цієї мети в роботі були поставлені такі завдання:

Дослідження спрямовані на оцінку впливу підігріву повітря на впуску двигунів з іскровим запалюванням, оснащених різними системами подачі палива, на паливну ефективність та вміст шкідливих речовин у вихлопних газах під час прогрівання двигуна різними методами.

Оцінка характеристик теплового акумулятора фазового переходу (ТАФП) як джерела тепла для підігріву впускного повітря двигунів з іскровим запалюванням.

Аналіз впливу стандартного способу прогріву двигуна на паливну ефективність легкового автомобіля за реальних умов експлуатації.

Визначення витрат палива та рівня шкідливих викидів у вихлопних газах автомобіля під час прогрівання двигуна у штатній комплектації при низьких температурах зовнішнього середовища та в умовах інтенсивного міського руху.

Оцінка паливної економічності та викидів шкідливих речовин при прогріванні двигуна за допомогою системи підігріву повітря на впуску з використанням ТАФП.

4.2 План і підхід до проведення експерименту

Для виконання поставлених завдань була розроблена програма експериментальних досліджень двигунів і легкових автомобілів з іскровим запалюванням, що включає такі етапи:

1. Пуск і прогрів двигунів на гальмівному стенді з різними системами живлення у стандартній комплектації за умов низьких температур. Дослідження проводили у режимах холостого ходу та під навантаженням із контролем часу прогрівання, миттєвої та сумарної витрати палива, температури впускного повітря, охолодної рідини та оливи в картері, складу паливоповітряної суміші та концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах до і після каталізатора.

2. Пуск і прогрів тих самих двигунів із застосуванням системи підігріву впускного повітря за допомогою теплового акумулятора фазового переходу (ТАФП) у тих самих умовах. Під час експерименту здійснювалися аналогічні виміри: час прогрівання, миттєва та сумарна витрата палива, температура повітря на впуску, охолодної рідини та оливи, склад паливоповітряної суміші і концентрації шкідливих речовин у ВГ.

3. Випробування ТАФП проводилися шляхом нагрівання повітря на його вході за допомогою металокерамічного нагрівача та пристрою для заряджання акумулятора під час роботи двигуна. Метою було досягнення кінцевої температури газового трубного пучка близько 100°C , при цьому контролювали температуру газового трубного пучка та ВГ на вході і виході ТАФП. Ці дані дозволяли визначити початок і кінець фаз плавлення та кристалізації теплоакумулюючого матеріалу (ТАМ), що використовувалося для теплотехнічного розрахунку ТАФП та параметрів його конструкції.

4. Пуск і прогрів холодного двигуна легкового автомобіля з системою розподіленого впорскування бензину у стандартній комплектації за дорожніх умов із трьома методами:

- прогрів на холостому ходу;
- прогрів під час руху;
- комбінований метод.

Під час цих досліджень контролювали температуру охолодної рідини та оливи, пройдений шлях, витрачений час і кількість використаного палива.

5. Пуск і прогрів двигуна у стандартній комплектації за низьких температур під час руху по міській магістралі з інтенсивним транспортним

поток. Вимірювали температуру повітря на вході в карбюратор, охолодної рідини та оливи в картері, пройдену відстань, витрачений час, спожите паливо та концентрацію шкідливих речовин у ВГ.

6. Пуск і прогрів двигуна з використанням системи підігріву впускного повітря з ТАФП у тих самих дорожніх умовах. Вимірювання здійснювали аналогічно: температура впускного повітря, охолодної рідини та оливи, пройдена відстань, час, витрата палива та концентрація шкідливих речовин у ВГ.

4.3 Об'єкти для проведення експериментальних досліджень

Метою проведення стендових експериментальних досліджень було визначення впливу температури повітря на впуску на паливну ефективність та рівень шкідливих викидів у відпрацьованих газах двигуна з іскровим запалюванням під час його прогріву як у режимі холостого ходу, так і при роботі під навантаженням. Об'єктами досліджень на стенді виступали двигуни з іскровим запалюванням моделей MeM3-245 та VW BBY.

Частина експериментів виконувалась на двигуні MeM3-245 з карбюраторною системою живлення, обладнаному необхідною вимірювальною апаратурою та підключеному до обкатувально-гальмівного стенду (рис. 4.1). У впускну систему двигуна був інтегрований трикомпонентний каталізатор КН 2110-1206010-13 типу 2110-2112 «Атекс». Основні технічні характеристики каталізатора наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Основні технічні параметри трикомпонентного каталізатора КН 2110-1206010-13

Параметр	Значення
Робочий об'єм нейтралізатора, л	1,6
Габаритні розміри, мм	370×125
Маса нейтралізатора, кг	3,6
Газодинамічний опір нейтралізатора при витраті повітря 100 і 250 м ³ /год., мм.вод.ст.	не перевищує 70 і 270
Температура досягнення 50 % ефективності по перетворенню викидів C _m H _n не більше, °C	285
Ефективність зниження концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах, %	
CO	98
C _m H _n	98
NO _x	95
Гарантійний термін служби, тис. км пробігу	80

Основні технічні параметри двигуна MeM3-245 наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Технічні параметри двигуна MeM3-245

Назва параметрів	Значення параметрів
Заводський номер	0121509
Тип двигуна	бензиновий, 4-тактний, рядний
Паливо	А-95
Тип паливної системи	карбюраторна
Тип системи запалювання	безконтактна
Діаметр циліндра, мм	72
Хід поршня, мм	67
Ступінь стискання	9,5
Робочий об'єм двигуна, см ³	1091
Мінімальна частота обертання в режимі холостого ходу, хв ⁻¹	850
Максимальна частота обертання, хв ⁻¹	5800
Максимальний крутний момент, Н·м / при частоті обертання, хв ⁻¹	78,5/3000
Номинальна потужність, кВт / при частоті обертання, хв ⁻¹	37,5/5500

Для оцінки впливу підігріву впускного повітря на паливну ефективність та екологічні характеристики двигуна з сучасною системою розподіленого впорскування палива були проведені стендові випробування двигуна VW BBU (див. рис. 4.1).

Цей чотирициліндровий бензиновий двигун оснащений 4-клапанною газорозподільною системою, електронним блоком керування Magneti Marelli 4MV, двоступеневою системою нейтралізації шкідливих викидів та системою рециркуляції відпрацьованих газів. Стехіометричний склад паливоповітряної суміші підтримується за допомогою кисневого датчика (лямбда-зонда).



Рисунок 4.1 – Випробувальні об'єкти на обкатувально-гальмівному стенді:

Двигун VW BBY (ліворуч) та двигун MeM3-245 (праворуч). Основні технічні характеристики двигуна VW BBY наведені в таблиці 4.3.

Загальні технічні характеристики двигуна VW BBY наведено в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Технічні параметри двигуна VW BBY

Назва параметрів	Значення параметрів
1	2
Заводський номер	070901
Тип двигуна	бензиновий, 4-тактний, рядний
Паливо	A-95
Число циліндрів	4
Діаметр циліндра, мм	76,5
Хід поршня, мм	75,6
Ступінь стискання	10,5
Робочий об'єм двигуна, см ³	1390
Мінімальна частота обертання в режимі холостого ходу, хв ⁻¹	800
Максимальний крутний момент, Нм / при частоті обертання, хв ⁻¹	126/3800
Номінальна потужність, кВт / при частоті обертання, хв ⁻¹	55/5000
Тип системи запалювання	електронна з індивідуальними котушками запалювання та регулюванням детонації
Система впорскування палива	Magneti Marelli 4MV
Система нейтралізації викидів шкідливих речовин з ВГ	два каталітичних нейтралізатори (попередній і основний) з регулюванням паливоповітряної суміші за сигналами кисневого датчика та рециркуляцією ВГ:
Виконуються норми викидів шкідливих речовин з ВГ	Євро 4

Об'єктами дорожніх випробувань були серійні легкові автомобілі з іскровим запалюванням, а саме Daewoo Lanos та ЗАЗ-1102 «Таврія».

Дослідження впливу способу прогрівання двигуна на паливну економічність у реальних експлуатаційних умовах проводили на автомобілі Daewoo Lanos (див. табл. 4.4). Цей автомобіль оснащений чотирициліндровим, чотиритактним бензиновим двигуном A15SMS з рідинною системою охолодження. Згідно з наявними даними, автомобілі цієї моделі є одними з найпоширеніших серед

імпортованих легкових автомобілів на території України. На момент проведення випробувань пробіг досліджуваного автомобіля становив 97 тис. км.

Таблиця 4.4 – Технічні параметри автомобіля Daewoo Lanos

Параметри	Значення
Тип кузова	Седан
База, мм	2520
Колія передніх/задніх коліс, мм	1405/1425
Маса повна, кг	1595
Двигун	
Тип	бензиновий з розподіленим впорскуванням
Паливо	А-95
Робочий об'єм, см ³	1498
Діаметр циліндру/хід поршня	76,5/81,5
Ступінь стискання	9,5
Максимальна потужність, кВт	63
Розташування, к-сть циліндрів/клапанів на циліндр	рядне, 4/2
Максимальний крутний момент, Н·м	130 (при 3400 хв ⁻¹)
Трансмісія	
Тип приводу	передній
КПП	механічна, 5-ти ступінчата.
Експлуатаційні показники	
Максимальна швидкість, км/г	172
Витрати палива (місто)	10,4
Система нейтралізації викидів шкідливих речовин з ВГ	трикомпонентний каталітичний нейтралізатор
Виконуються норми викидів шкідливих речовин з ВГ	Євро 2

Під час дорожніх випробувань автомобіля Daewoo Lanos витрата палива визначалась за допомогою об'ємного витратоміра, встановленого в салоні автомобіля.

Оцінювання паливної економічності та концентрацій шкідливих речовин у вихлопних газах під час прогрівання двигуна з використанням системи підігріву повітря на впуску з ТАФП проводилось на автомобілі ЗАЗ-1102 «Таврія» (див. табл. 4.5), як у режимі холостого ходу, так і в умовах руху по дорогах.

Таблиця 4.5 – Технічні параметри автомобіля ЗАЗ-1102 [45]

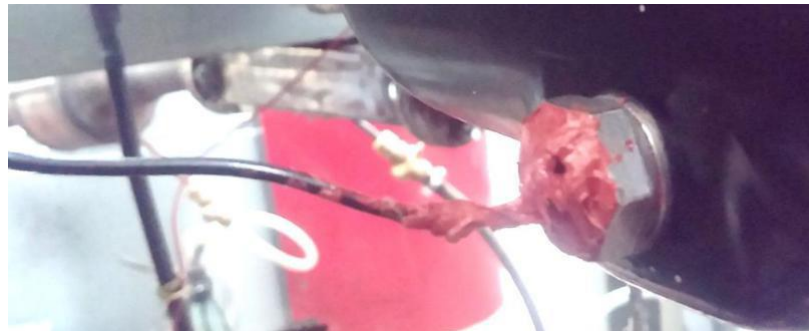
Параметри	Значення
Кузов	
Тип кузова	Хетчбек
Кількість дверей	3
Габарити	
Довжина, мм	3708
Ширина, мм	1554
Висота, мм	1410
Маса автомобіля, кг	727
Двигун	
Розташування двигуна	Спереду, поперечно
Об'єм двигуна, см ³	1091
Тип розташування циліндрів	Рядний
Кількість циліндрів	4
Система живлення	Карбюратор
Потужність, кВт/хв ⁻¹	37,5/5500
Крутний момент, Н·м	78,5/3000
Тип палива:	АИ-92
Трансмiсія	
Привід:	Передній
Кількість передач (МКПП):	5
Експлуатаційні показники	
Об'єм паливного бака, л	39
Максимальна швидкість, км/ч	148
Витрата палива (змішаний цикл), л. на 100 км:	6,0

Під час дорожніх випробувань автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» витрата палива визначалась за допомогою об'ємного витратоміра ONO-SOKKI DF-311, а концентрації шкідливих речовин у вихлопних газах вимірювали газоаналізатором МЕТА, які розташовано в салоні автомобіля (рис. 4.2).



Рисунок 4.2 – Витратомір пального ONO-SOKKI DF-311 (зліва) та газоаналізатор МЕТА Автотест-02 (справа)

Для виконання програми експериментальних досліджень було підготовлено та змонтовано додаткові елементи, які доповнювали штатне обладнання силових установок (рис. 4.3). До них належать: виносний датчик контролю температури оливи в картері двигуна (а); виносний датчик для вимірювання температури повітря на впуску (б); тепловий акумулятор фазового переходу (ТАФП), змонтований у зоні переднього пасажирського сидіння (в); патрубков під'єднання шланга від ТАФП до повітряного фільтра двигуна (г); пристрій для заряджання ТАФП під час роботи двигуна (д).



(а) виносний датчик контролю температури оливи в картері двигуна



(б) виносний датчик для вимірювання температури повітря на впуску



(в) тепловий акумулятор фазового переходу (ТАФП), змонтований у зоні переднього пасажирського сидіння



(г) патрубок під'єднання шланга від ТАФП до повітряного фільтра двигуна



(д) пристрій для заряджання ТАФП під час роботи двигуна

Рисунок 4.3 – Додаткове оснащення силових установок, застосоване під час експериментальних досліджень

4.4 Приладове та технічне забезпечення

Випробування щодо оцінки впливу підігріву повітря на впуски двигунів MeM3-245 та VW ВВУ проводили в лабораторії кафедри тракторів, автомобілів та енергетичних засобів на обкатувально-гальмівному стенді SAK-670 (Німеччина). Стенд оснащено електричною гальмівною установкою GPFa17h (зав. №451759) з потужністю 250 кВт і максимальною частотою обертання 3200 об/хв (рис. 4.4).

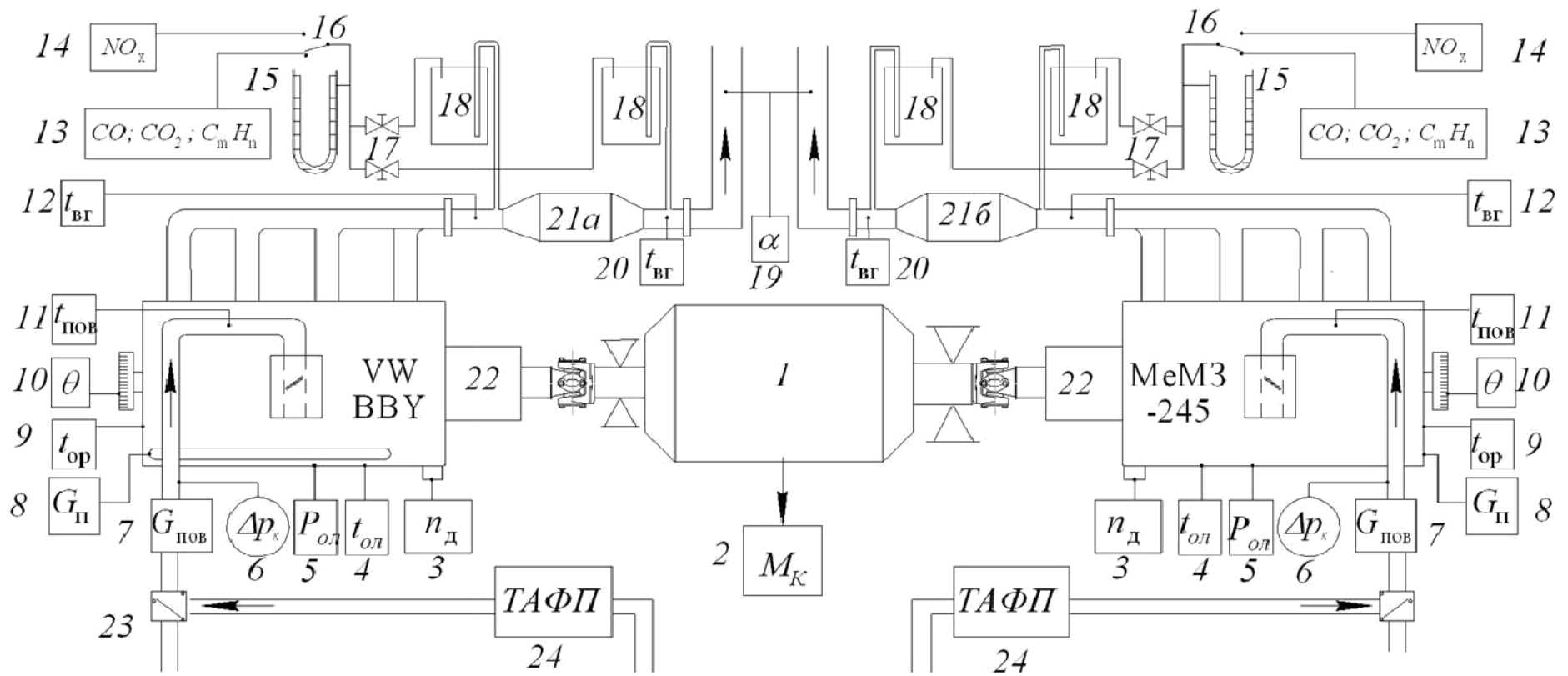


Рисунок 4.4 – Структурна схема експериментальної установки

1 – обкатувально-гальмівний стенд SAK–670 для випробування ДВЗ, оснащений електричною гальмівною машиною GPFa 17h (потужність 250 кВт, максимальні оберти 3200 хв^{-1});

2 – датчик для фіксації крутного моменту;

3 – прилад для контролю частоти обертання колінчастого вала;

4 – сенсор температури моторної оливи в піддоні;

5 – датчик тиску оливи у системі змащення;

6 – сенсор розрідження у впускному колекторі;

7 – витратомір повітря типу PГ-100;

8 – ваговий вимірювач витрати палива;

9 – датчик температури охолоджувальної рідини на виході з блока циліндрів;

10 – пристрій для вимірювання кута випередження запалювання;

11 – сенсор температури повітря перед дросельною заслінкою;

12 – датчик температури відпрацьованих газів перед каталізатором;

13 – газоаналізатор МЕТА «Автотест-02»;

14 – газоаналізатор 344 ХЛ-14;

15 – рідинний U-подібний манометр;

16 – перемикач потоку ВГ між газоаналізаторами;

17 – регулювальні дросельні вентиля;

18 – осушувачі проб ВГ;

19 – контролер широкосмугового лямбда-зонда «Альфаметр LC-1»;

20 – датчик температури ВГ після каталізатора;

21 – трикомпонентні каталізатори (а – попередній для VW BBY, б – основний для MeM3-245);

22 – коробка перемикачів передач;

23 – перемикач режимів забору повітря: «навколишнє середовище / через ТАФП»;

24 – тепловий акумулятор фазового переходу (ТАФП).

Частоту обертання колінчастого вала вимірювали за допомогою електронно-рахункового частотоміра Ф5035 (рис. 4.5).



Рисунок 4.5 – Електронно-рахунковий прилад для вимірювання частоти обертання Ф5035

Витрату палива визначали ваговим способом, використовуючи електронні ваги МЕРА ВМ 2/3 (рис. 4.6 та табл. 4.6).



Рисунок 4.6 – Електронний секундомір TAKSUN TS-613A разом із електронними вагами МЕРА ВМ 2/3

Вимірювання об'єму споживаного повітря здійснювали за допомогою ротацийного газового лічильника РГ-100.

Таблиця 4.6 – Технічні параметри електронних ваг ВМ 2/3.

Найменування параметра		ВМ 2/3
• Мінімальна межа зважування: 0,005 кг		0,005
• Дискретність показань	В діапазоні від 0,01 до 1,5 кг	0,5
	Понад 1,5кг	1
Ціна поділки, г	В діапазоні від 0,01 до 1,5 кг	0,5
Допустима похибка в діапазоні навантажень, г	від 0,005 до 0,25	±0,5
	від 0,25 до 1,0	±1,0
Час вимірювання не більше, сек.		4
Розміри, мм		270x370x100

Вміст оксиду вуглецю та вуглеводнів (за гексаном) у відпрацьованих газах визначали за допомогою інфрачервоного газоаналізатора Автотест-02 (табл. 4.7)

Таблиця 4.7 – Основні технічні параметри газоаналізатора МЕТА Автотест-02

Вимірюваний компонент	Діапазон вимірювань	Ціна	Діапазон вимірювань	Основна похибка	
				абсолютна	Відносна
Вуглеводні	0...3000 млн ⁻¹	1 млн ⁻¹	0...333 млн ⁻¹	± 20 млн ⁻¹	—
			333...3000 млн ⁻¹	—	±6%
Оксид вуглецю	0...7%	0,01%	0...3,3%	± 0,2%	—
			3,3...7%	—	±6%
Двооксид вуглецю	0...16 %	0,1 %	0 4-16%	± 1%	—
Кисень	0...21 %	0,1 %	0...3,3%	± 0,2%	—
			3,3...21%	—	±6%

Примітка – В таблиці наведено дані у перерахунку на гексан.

Об'ємний вміст оксидів азоту визначали газоаналізатором 344ХЛ-14 (рис. 4.7 та табл. 4.8).



Рисунок 4.7 – Газоаналізатор 344ХЛ-14

Таблиця 4.8 – Технічні характеристики газоаналізатора 344ХЛ-14

Тип газоаналізатора	Метод газового аналізу	Похибка вимірювання, %	Діапазон Вимірювань	Маса, кг	Габарити, Мм
344ХЛ-14 оксиди азота (NO _x)	Хемілюмінесцентний	±3.0	0-100 ррт	12	450x400x200
			0-500 ррт		
			0-2000 ррт		
			0-5000 ррт		

Перед початком вимірювань газоаналізатори калібрували за допомогою еталонних газових сумішей.

Склад паливоповітряної суміші, зокрема коефіцієнт надміру повітря, визначали за допомогою альфаметра LC-1 або розраховували виходячи з витрат палива та повітря.

Контроль температури повітря на впуску, у впускному колекторі та оливи в картері двигуна здійснювався портативним електронним термометром WSD10 із виносним датчиком (рис. 4.8 та табл. 4.9).



Рисунок 4.8 – Електронний термометр WSD10, обладнаний відокремленим (виносним) датчиком

Таблиця 4.9 – Технічна характеристика електронного термометра WSD10

Найменування параметра	Показник
Робоча температура	мінус 10...+50°C
Діапазон вимірювання температури	мінус 50...+110°C
Похибка	±1°C
Ціна поділки в діапазоні вимірювання	±0.1°C

Температуру відпрацьованих газів (ВГ) на стенді, а також на вході та виході з теплового акумулятора (контур зарядки) вимірювали за допомогою первинних термоперетворювачів опору та термоелектричних перетворювачів (табл. 4.10), а також із застосуванням пристрою для вимірювання та контролю температури УКТ38 Щ4 (рис. 4.9 та табл. 4.11).

Таблиця 4.10 – Основні технічні параметри первинних вхідних перетворювачів

Назва	Контрольний діапазон	Міра зведеної похибки
Термоперетворювачі опору		
TSM	мінус 50°C...200°C	0,5 %
Термоелектричні перетворювачі		
TXA	мінус 50°C...1300°C	0,5 %



Рисунок 4.9 – Обладнання для вимірювання та контролю температури УКТ38

Щ4

Таблиця 4.11 – Технічні характеристики обладнання УКТ38 Щ4 для вимірювання та контролю температури (табл. 4.11)

Назва	Показник
• Номінальна напруга живлення	220 В 50 Гц
• Кількість каналів для контролю вхідних параметрів	2...8
• Час циклу опитування 8 датчиків приладом	2,2с...3,6с
• Інтерфейс для зв'язку з комп'ютером	RS-232
• Робочий діапазон температур навколишнього середовища	+1°C...+50°C
• Маса приладу, не більше	1,0 кг

Час витрат палива та повітря під час проведення випробувань реєстрували за допомогою електронного секундоміра TAKSUN TS-613A з поділкою 0,01 с.

Абсолютні похибки прямих вимірювань параметрів роботи двигунів визначалися відповідно до точності застосованого вимірювального обладнання.

4.6 Результати тестування автомобілів у реальних дорожніх умовах

Для визначення найефективнішого способу прогріву двигуна легкового автомобіля з іскровим запалюванням після холодного старту та з метою оптимізації витрат палива й скорочення часу виходу двигуна на робочу температуру були проведені дорожні експериментальні дослідження.

Випробування проводилися на прямій ділянці дороги зі середньою швидкістю близько 33 км/год. Запуск і прогрів двигуна здійснювали при температурі повітря близько 10°C до досягнення робочої температури охолодної рідини 80°C.

Під час експерименту оцінювали ефективність трьох методів прогріву двигуна:

Прогрів у режимі холостого ходу.

Прогрівання в русі.

Комбінований метод прогріву двигуна.

Випробування ефективності цих методів проводили у два етапи:

Перший етап: визначали час, необхідний для прогрівання холодного двигуна до температури охолодної рідини 80°C, та витрату палива на цьому етапі.

Другий етап: фіксували загальний час прогрівання двигуна, відстань, яку автомобіль проходив під навантаженням, та відповідну витрату палива.

За результатами випробувань автомобіля Daewoo Lanos встановлено (рис. 4.23 – 4.25):

Прогрів двигуна в режимі холостого ходу тривав 930 секунд, при цьому витрата палива становила 0,38 кг. При прогріві під час руху (коли автомобіль починав рух відразу після запуску двигуна) для досягнення температури охолодної рідини 80°C знадобилося 680 секунд. За цей час автомобіль проїхав 6200 м, а витрата палива склала 0,558 кг.

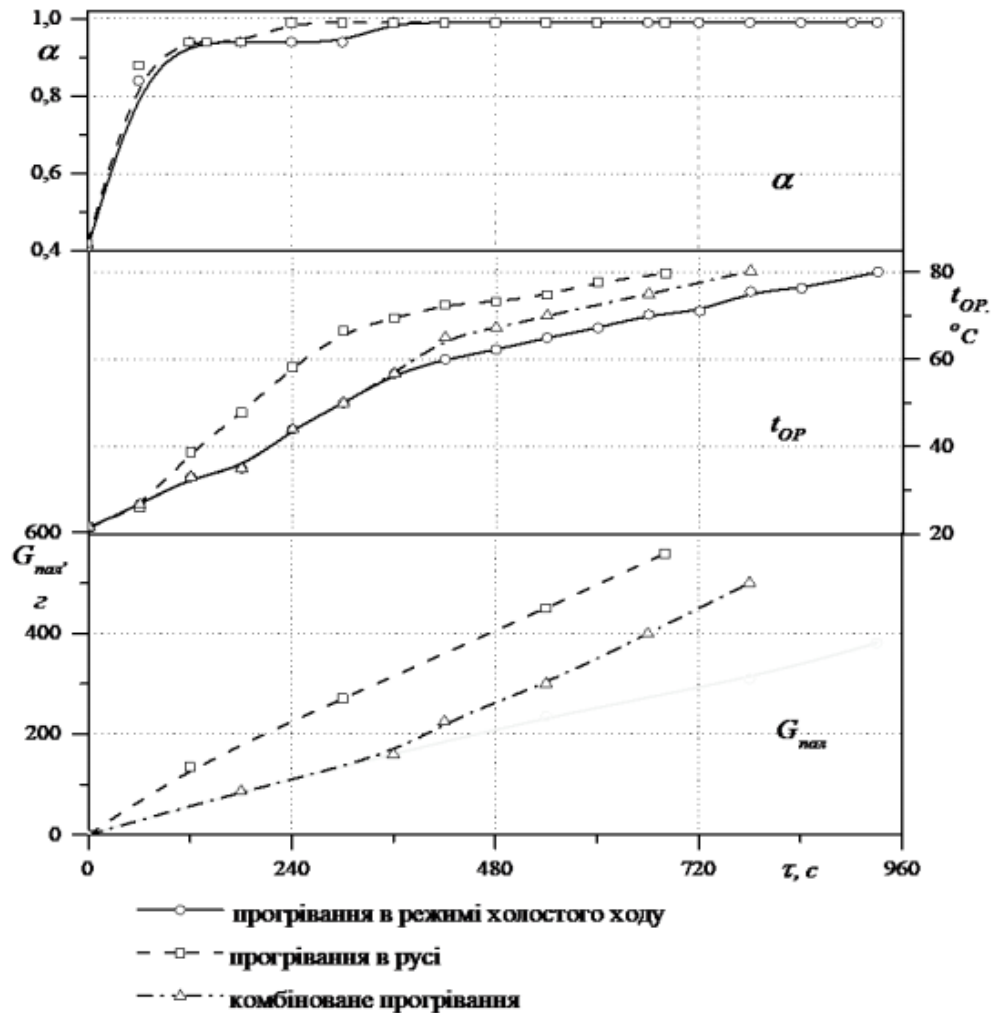


Рисунок 4.23 – Варіанти прогріву та їхній вплив на показники роботи двигуна автомобіля Daewoo Lanos

Для розробки методики комбінованого прогрівання двигуна автомобіля Daewoo Lanos було використано дані про зміну співвідношення повітря/паливо (AFR) під час прогріву на холостому ході. Виявлено, що оптимальне значення паливоповітряної суміші, близьке до $AFR \approx 0,99$, стабілізується при температурі охолодної рідини 58°C . На основі цього для подальших випробувань обрана методика комбінованого прогрівання, яка передбачає наступну послідовність: «Пуск двигуна» \rightarrow «Прогрів на холостому ході» (до температури охолодної рідини $50\text{--}60^{\circ}\text{C}$) \rightarrow «Подальший прогрів під час руху автомобіля».

При використанні комбінованого методу отримані такі результати: загальний час прогрівання склав 780 секунд, з яких 360 секунд витрачено на прогрівання в режимі холостого ходу та 420 секунд — під час руху автомобіля. За цей час автомобіль подолав дистанцію 3800 м, а загальна витрата палива становила 0,5 кг.

Аналіз отриманих експериментальних даних показав, що найменший час прогрівання досягався при прогріванні двигуна в русі, проте при цьому спостерігалася найбільша витрата палива серед усіх методів. Як і очікувалося, комбінований метод займав проміжне положення: час прогрівання та витрата палива були дещо ближчими до показників прогрівання в русі, але нижчими за його абсолютні значення.

Для отримання даних, необхідних для порівняльного аналізу витрат палива за різних методів прогрівання двигуна, на наступному етапі дорожніх випробувань було встановлено умову подолання дистанції 6200 м з фіксацією часу на її подолання. Ця відстань була обрана для забезпечення повного прогрівання двигуна автомобіля під час руху.

За результатами цих випробувань встановлено (рис. 4.24).

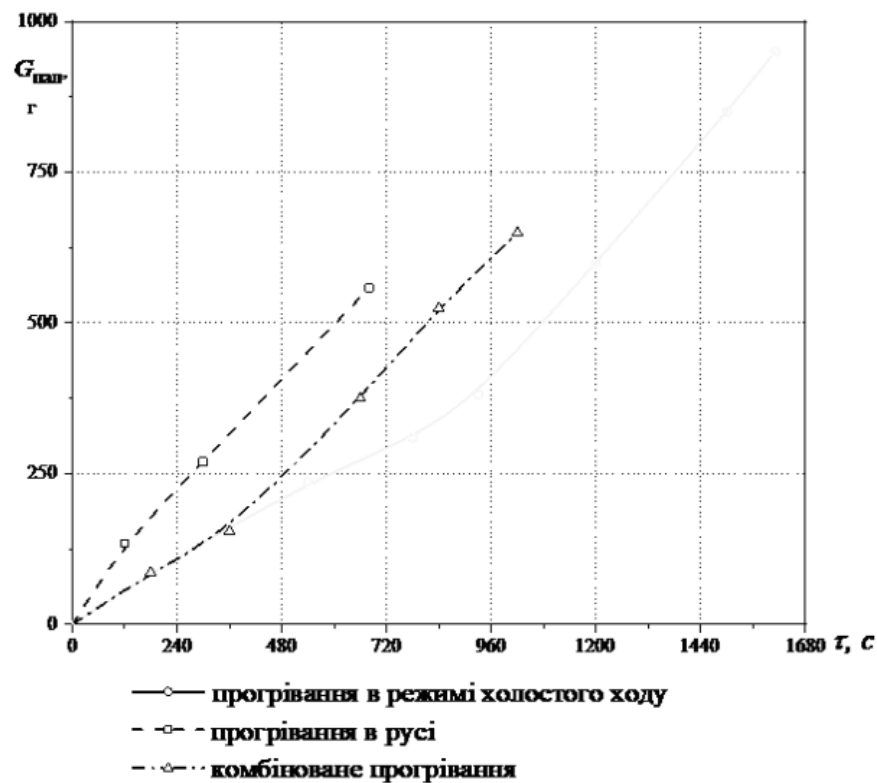


Рисунок 4.24 – Сумарна витрата палива залежно від обраного способу прогрівання двигуна автомобіля Daewoo Lanos

На прогрівання двигуна в режимі холостого ходу до досягнення температури охолодної рідини 80°C та подолання встановленої дистанції було витрачено 1610 секунд, при цьому витрата палива становила 0,95 кг.

При прогріванні двигуна в русі (з початковим стартом руху одразу після пуску двигуна) загальний час прогрівання склав 680 секунд, а витрата палива — 0,558 кг.

Для комбінованого методу прогрівання, що включав прогрівання двигуна в режимі холостого ходу до температури охолодної рідини близько 60°C з подальшим подоланням визначеної дистанції, загальний час становив 1020 секунд, а витрата палива — 0,65 кг.

Таким чином, при використанні комбінованого методу прогрівання витрата палива була на 14% більше, ніж при прогріванні в русі, і на 32% менше, ніж при прогріванні в режимі холостого ходу.

Під час дорожніх випробувань зміни концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах автомобіля безпосередньо не контролювалися. Для оцінки загальних тенденцій, зокрема щодо вуглеводнів, було використано дані з інших досліджень.

На рис. 4.25 показано динаміку зміни концентрації C_mH_n у ВГ двигуна автомобіля, що відповідає стандарту Євро 4, під час прогрівання в режимах: холостого ходу, руху та комбінованого прогрівання. При прогріванні на холостому ходу рівень вуглеводнів у ВГ залишається високим протягом усього періоду, що пояснюється низькою температурою вихлопних газів. Різниця в концентрації вуглеводнів між прогріванням двигуна в русі та комбінованим методом є невеликою. Однак, враховуючи, що загальна кількість відпрацьованих газів під час прогрівання в русі може перевищувати аналогічний показник при холостому ході у 3-4 рази, перевага комбінованого методу стає очевидною.

Крім того, при застосуванні комбінованого методу прогрівання з 300-ї секунди спостерігається більш інтенсивна робота каталітичного нейтралізатора, що сприяє більш ефективному зменшенню шкідливих викидів.

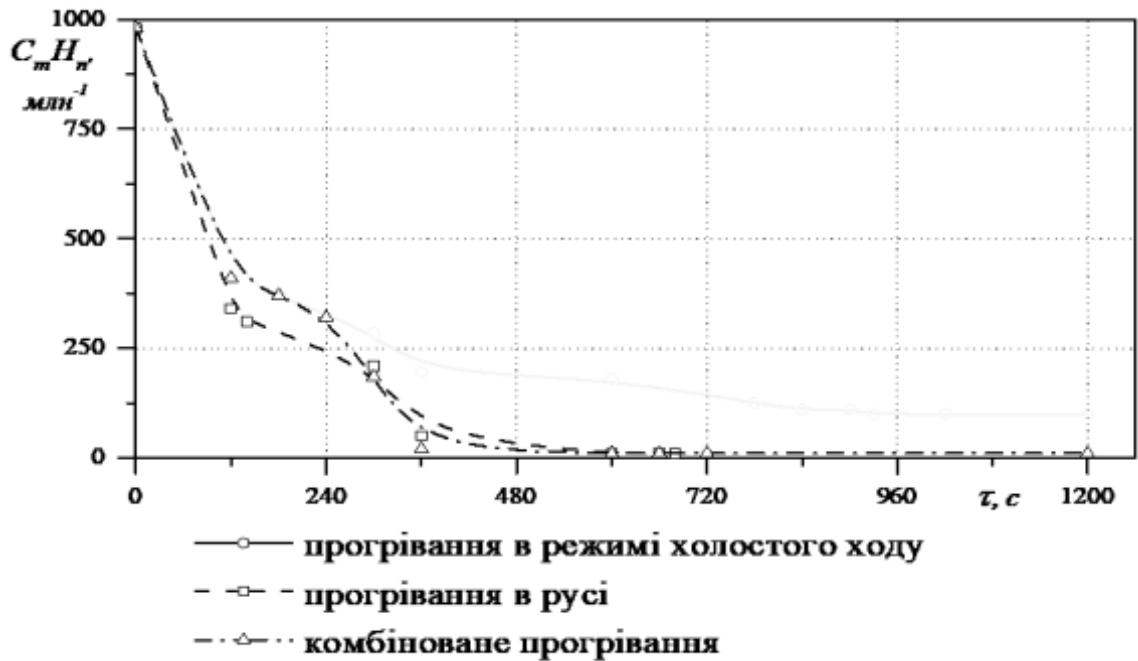


Рисунок 4.25 – Рівні концентрацій вуглеводнів у відпрацьованих газах двигуна, що відповідає стандарту Євро 4, залежно від обраного методу прогрівання

Для оцінки паливної ефективності та екологічних характеристик автомобіля ЗАЗ-1102 під час прогрівання двигуна в реальних дорожніх умовах проведено експерименти у м. Києві на ділянці з інтенсивним рухом (рис. 4.26 – 4.27).

Запуск і прогрів двигуна здійснювали при температурі навколишнього повітря близько -10°C , причому рух автомобіля розпочинався відразу після пуску. Прогрів тривав до досягнення температури оливи в картері двигуна 60°C .

За відсутності системи підігріву повітря на впуску з ТАФП під час дорожніх випробувань час прогрівання склав 840 секунд., при цьому витрата бензину склала 0,75 л, а автомобіль подолав відстань 7000 м (рис. 4.26).

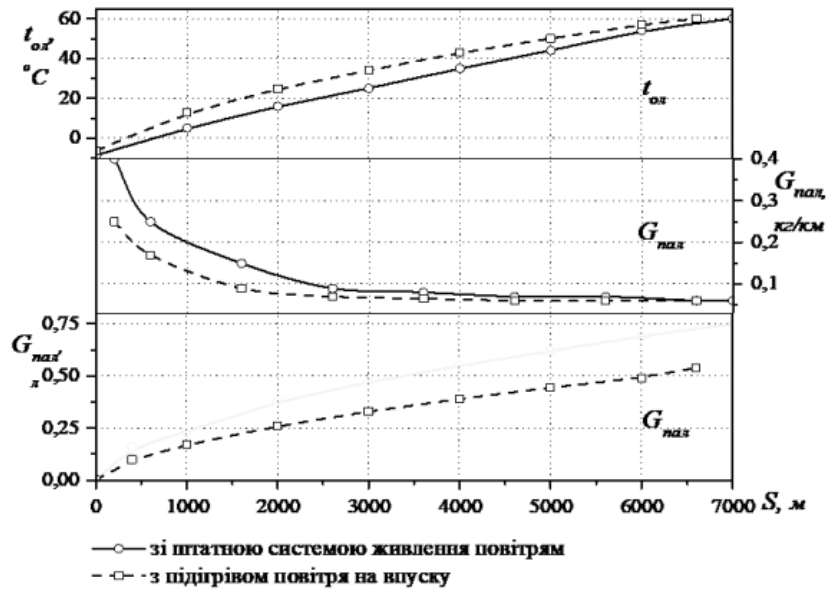


Рисунок 4.26 – Динаміка роботи двигуна автомобіля ЗАЗ-1102 під час прогрівання в дорожніх умовах залежно від пройденної відстані автомобілем

Під час використання системи підігріву повітря на впуску з ТАФП за однакових дорожніх та кліматичних умов дорожні випробування показали такі результати: середня температура повітря на впуску зросла приблизно до 15 °С (рис. 4.27). Витрати палива зменшилися на 0,21 л, що відповідає економії 27,9 %, а пробіг автомобіля під час прогріву скоротився на 400 м, або на 5,7 % від загальної дистанції.

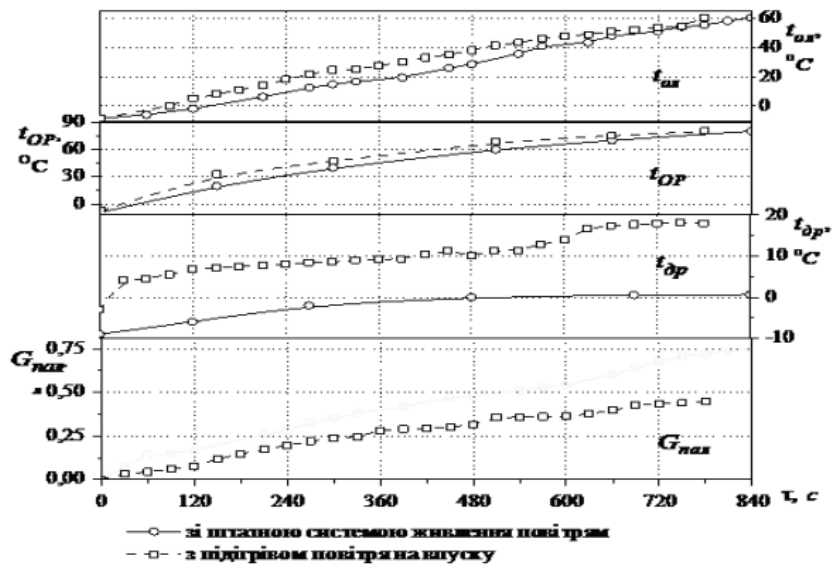
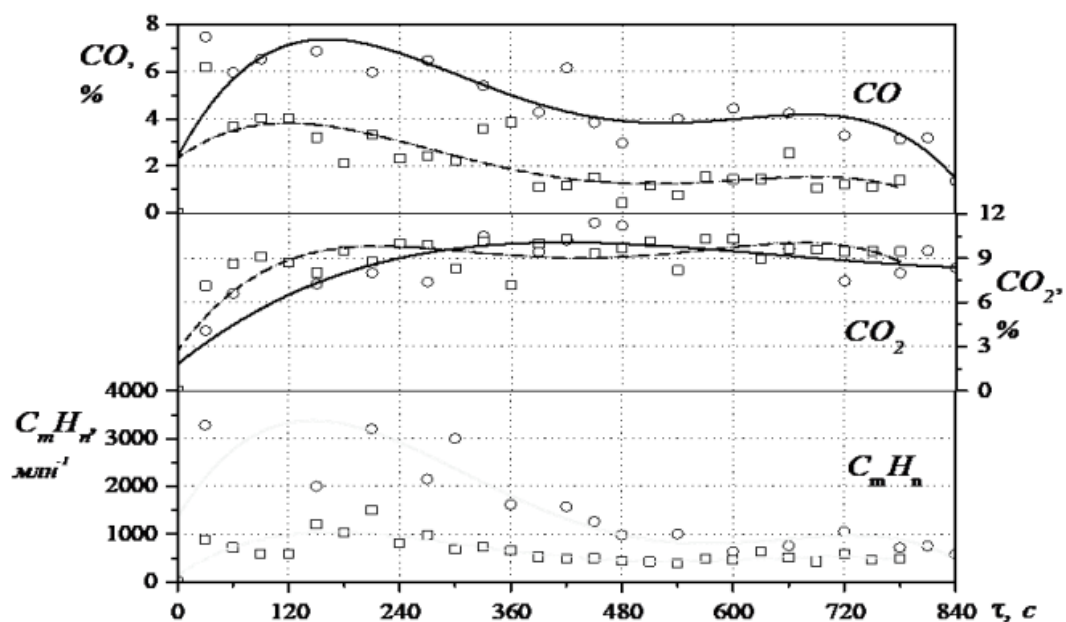


Рисунок 4.27 – Зміни показників роботи двигуна автомобіля ЗАЗ-1102 в режимі прогрівання в дорожніх умовах залежно від часу

Аналіз даних щодо викидів шкідливих речовин показав наступні закономірності (рис. 4.28):

Концентрація оксиду вуглецю (CO) у відпрацьованих газах без підігріву повітря на впуску стабілізувалася на рівні близько 4 % через 480 с після запуску двигуна і знизилася до 1,35 % лише до 840 с. У випадку застосування системи підігріву повітря на впуску значення CO досягли 1–1,5 % вже на 390 с, що свідчить про прискорене зменшення шкідливих викидів.

Що стосується концентрації двооксиду вуглецю (CO₂), то вона практично не залежала від наявності підігріву повітря: через 330 с після запуску холодного двигуна рівень CO₂ стабілізувався на 9–10 %, що вказує на сталий процес горіння незалежно від способу підігріву.



Рисунки 4.18 – Рівні шкідливих речовин у відпрацьованих газах двигуна автомобіля ЗАЗ-1102 під час прогрівання в дорожніх умовах

<p><i>експериментальні значення:</i></p> <p>○ зі штатною системою живлення повітрям</p> <p>□ з підігрівом повітря на впуску</p>	<p><i>апроксимація отриманих значень:</i></p> <p>— зі штатною системою живлення повітрям</p> <p>--- з підігрівом повітря на впуску</p>
---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Концентрація вуглеводнів у відпрацьованих газах під час прогрівання двигуна з підігрівом повітря на впуску була суттєво нижчою. Процес стабілізації відбувся приблизно через 240 с і до кінця прогрівання залишався на рівні близько 500–600 млн⁻¹. У той же час при роботі двигуна зі штатною

системою стабілізація спостерігалася пізніше, на рівні приблизно 900 млн^{-1} , і до завершення прогріву концентрація знизилася до близько 600 млн^{-1} .

4.7 Похибки приладів та вимірювань у ході експериментальних випробувань

Похибки при проведенні як прямих, так і непрямих одноразових вимірювань визначалися відповідно до характеристик точності використовуваних приладів.

У таблиці 4.12 наведено перелік вимірювальної апаратури та приладів, які застосовувалися під час стендових і дорожніх випробувань, а також зазначені їхні показники точності.

Таблиця 4.12 – Використані у стендових та дорожніх випробуваннях вимірювальні прилади та технічні засоби з зазначенням їх точності.

Величина, що вимірювалася	Розмір	Способи вимірювання	Різниця
1	2	3	4
Тиск	<i>кПа</i>	Барометр-анероїд БАММ-1	0,17 кПа (\pm 0,16 %)
Вологість повітря	%	Гігрометр психро- метричний ВІТ-2	5...7 %
Температура повітря	$^{\circ}\text{C}$	Ртутний термометр	$\pm 0,1$
Частота обертання колінч. вала двигуна	<i>хв⁻¹</i>	Електронний цифровий частотомір Ф 5035	± 1
Крутний момент	<i>Н·м</i>	Пристрій з електронним датчиком	$\pm 0,1$
Витрата пального	<i>г</i>	Ваги	$\pm 0,5$

Висновки за розділом

У ході виконання поставлених завдань була розроблена та реалізована програма експериментальних досліджень, яка передбачала послідовне проведення стендових випробувань двигунів із різними системами живлення (MeM3-245 та VW BBU) та дорожніх випробувань автомобілів (Daewoo Lanos і ЗАЗ-1102 «Таврія»).

Стендові експерименти на двигуні MeM3-245 із карбюраторною системою живлення показали, що підігрів повітря на впуску під час холостого ходу дозволяє скоротити час прогрівання двигуна на 12% та підвищити паливну ефективність на 29,5%.

Для двигуна VW BBU із системою іскрового запалювання стендові випробування холодного пуску показали, що використання підігріву повітря скорочує час прогрівання на 9%, збільшує паливну економічність на 22%, а досягнення температури відпрацьованих газів у зоні попереднього каталізатора 360 °C відбувається на 19% швидше порівняно зі штатним режимом.

Дослідження двигуна MeM3-245 на автомобілі ЗАЗ-1102 продемонстрували, що підігрів повітря на впуску зменшує час прогрівання на 19% і підвищує паливну ефективність на 20%.

Випробування ТАФП, виготовленого на кафедрі з використанням октагідрату гідроксиду барію як термоакумулюючого матеріалу, підтвердили його ефективність у покращенні паливної економічності та зниженні викидів шкідливих речовин у двигунах із іскровим запалюванням за умов низьких температур. Завдяки фазовому переходу матеріал забезпечує високу щільність накопиченої енергії, стабільну температуру на виході та тривале збереження тепла.

Стендові експерименти на двигуні VW BBU у режимі, наближеному до середньої точки Європейського міського циклу, показали, що підігрів повітря скорочує час прогрівання на 6%, підвищує паливну економічність на 19%, а досягнення температури ВГ 360 °C у зоні попереднього каталізатора відбувається на 18% швидше, ніж без підігріву.

Дорожні випробування різних методів прогрівання двигуна Daewoo Lanos при низьких температурах підтвердили ефективність комбінованого підходу: «холодний пуск» – «прогрів на холостому ході» до температури охолоджуючої рідини 50–60 °C – «подальший прогрів під час руху». Такий метод дозволяє зменшити витрати палива та знизити викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах під час прогрівання.

Дорожні випробування автомобіля ЗАЗ-1102 показали, що застосування системи підігріву повітря на впуску з ТАФП скорочує дистанцію руху під час прогрівання на 6% та знижує витрати палива на 28%, підтверджуючи ефективність ТАФП у підвищенні паливної економічності та поліпшенні екологічних характеристик автомобілів у реальних умовах експлуатації.

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПІДГРІВУ ПОВІТРЯ НА ВПУСКУ З ФАЗОВИМ ТЕПЛОВИМ АКУМУЛЯТОРОМ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИТРАТ ПАЛИВА

5.1 Двигун ЗАЗ-1102 «Таврія» як джерело енергії, витрат палива та повітря і викидів шкідливих речовин у режимі прогрівання з системою підігріву повітря на впуску з фазовим тепловим акумулятором та без неї

За результатами дорожніх випробувань автомобіля ЗАЗ-1102 встановлено залежність коефіцієнта витрати палива від температури оливи в системі змащення двигуна (рис. 5.1). Ця залежність була побудована на основі аналізу даних про витрату бензину на одиницю пробігу під час прогрівання двигуна як із застосуванням системи підігріву повітря на впуску з ТАФП, так і без неї.

Експериментальні значення, отримані при різних температурах оливи під час дорожніх випробувань, були використані для розрахунку коефіцієнта температурного впливу.

Таблиця 5.1 – Розрахункові значення коефіцієнтів поліноміальної функції

B1	B2	B3	B4
-0,26711	0,00721	-9,40101E-5	4,93107E-7

Коефіцієнт точності апроксимації дорівнює 0,99764

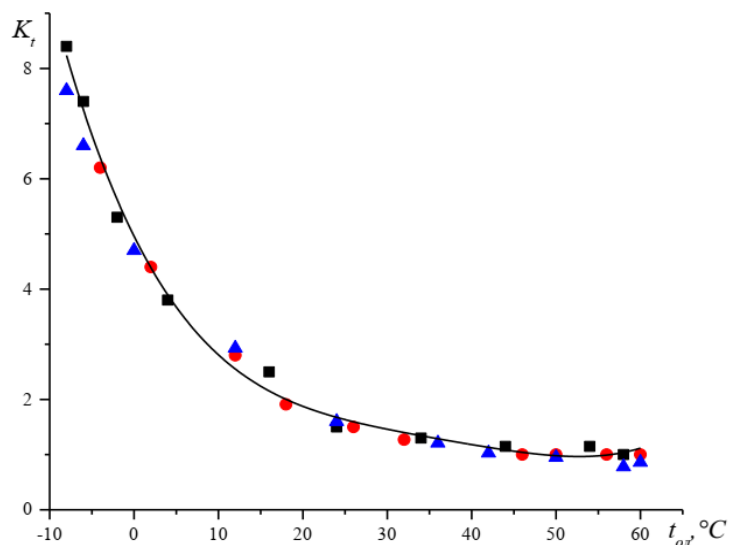


Рисунок 5.1 – Вплив температури оливи в системі змащення двигуна ЗАЗ-1102 «Таврія» на коефіцієнт температурного впливу:

- дорожні випробування зі штатною системою живлення повітрям;
- ▲ дорожні випробування з системою підігріву повітря на впуску з ТАФП;
- дослідження інших авторів
- результати розрахунків.

5.2 Розрахункові результати математичної моделі умовного руху автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» за режимами Європейського міського циклу під час прогрівання двигуна з використанням системи підігріву повітря на впуску з фазовим тепловим акумулятором і без неї

Для оцінки потенційної економії палива при використанні системи підігріву повітря на впуску з ТАФП порівняно з роботою без неї, було визначено паливну ефективність автомобіля в умовному русі відповідно до Європейського міського їздового циклу.

Зміни температури оливи в системі змащення двигуна під час руху автомобіля в дорожніх умовах, як із системою підігріву повітря на впуску з ТАФП, так і без неї, відображено на графіку середньої годинної витрати палива в Європейському міському циклі (рис. 5.2). Окремо наведено графік витрати палива для прогрітого двигуна при температурі навколишнього повітря -10°C для наочності.

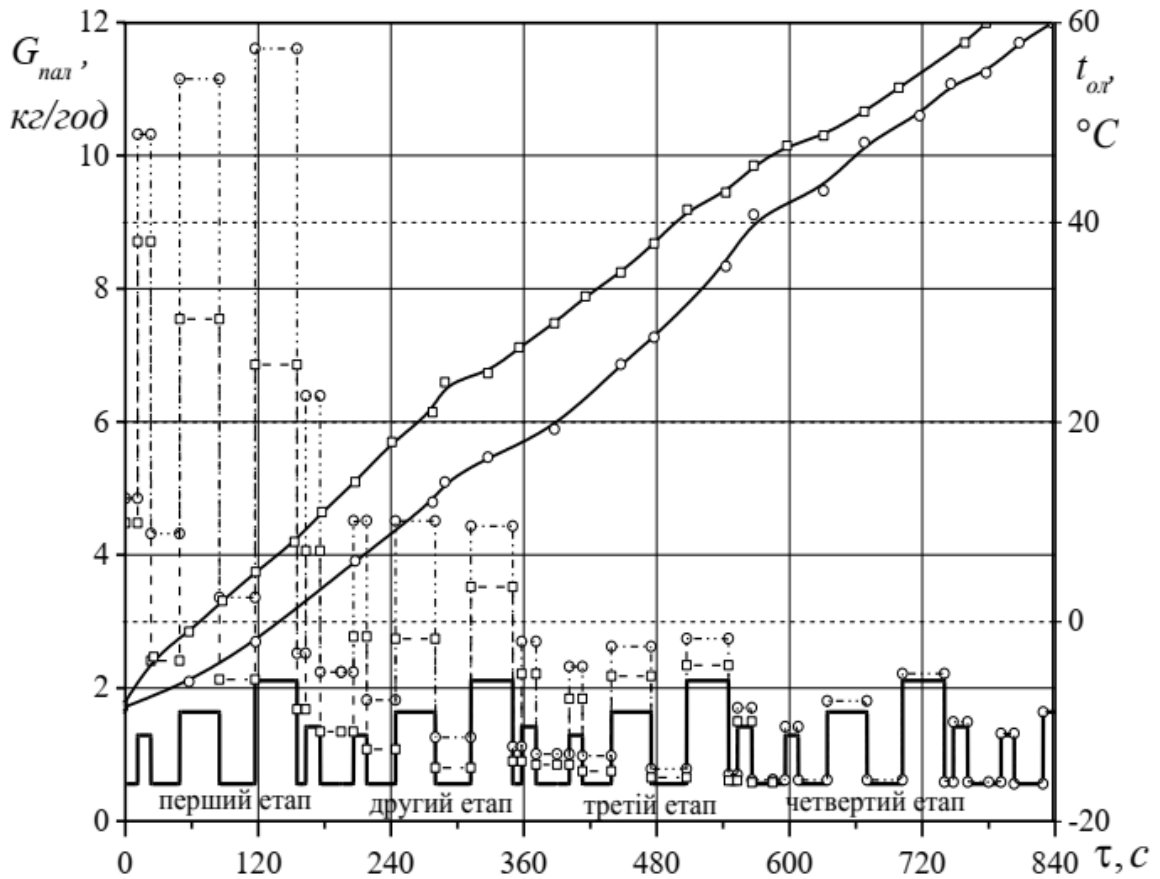


Рисунок 5.2 – Зміни температури оливи в системі змащення та годинної витрати бензину під час руху автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» у Європейському міському циклі в режимі прогрівання

- зміна температури оливи при використанні системи підігріву впускного повітря;
- зміна температури оливи при роботі зі штатною системою живлення повітрям;
- зміна годинної витрати палива при використанні системи підігріву впускного повітря;
- · —○— зміна годинної витрати палива при роботі зі штатною системою живлення.

Перевірку адекватності уточненої математичної моделі здійснювали шляхом порівняння розрахованих показників роботи двигуна автомобіля в умовному русі за Європейським міським їздовим циклом із експериментально отриманими даними за аналогічних умов.

На основі розподілу годинної витрати палива автомобілем із прогрітим двигуном та зміни температури оливи в системі мащення, використовуючи

коефіцієнт температурного впливу (рис. 5.1), були розраховані годинні витрати палива двигуном як із системою підігріву повітря на впуску з ТАФП, так і без неї.

Ефективність запропонованого підходу підтверджується близькими значеннями питомої витрати палива на 1 км як у модельованому русі за Європейським міським циклом, так і в реальних дорожніх умовах. За результатами розрахунків, при використанні системи підігріву повітря на впуску з ТАФП питома витрата палива автомобілем становить 100 г/км, тоді як без підігріву – 129 г/км. Це дозволяє очікувати підвищення паливної економічності автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» під час прогрівання приблизно на 22,5 % при температурі навколишнього повітря -10°C .

Дорожні випробування підтвердили ці результати: при застосуванні підігріву повітря питома витрата палива становила 103 г/км, а без підігріву – 135 г/км, що відповідає збільшенню паливної економічності на 23,7 %. Розбіжність між експериментальними та розрахунковими значеннями витрати палива склала близько 5 %.

Додатково, ефективність методу підтверджується даними інших досліджень. На рис. 5.3 наведено експериментальну криву зміни температури оливи в системі змащення двигуна автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» під час руху за температури навколишнього повітря 18°C . У модельованому русі за Європейським міським циклом на умовному пробігу 1,75 км температура оливи двигуна досягла 60°C . Експериментально визначена питома витрата бензину становила 115 г/км, тоді як розрахункова із застосуванням коефіцієнта температурного впливу склала 117 г/км, тобто різниця становить лише 1,7 %. Це свідчить про практично повне співпадіння результатів і підтверджує можливість застосування даного підходу для оцінки ефективності використання системи підігріву повітря на впуску з ТАФП.

Отримані експериментальні та розрахункові дані підтверджують, що застосування системи підігріву впускного повітря з ТАФП дозволяє підвищити паливну ефективність автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» під час прогрівання двигуна при температурі навколишнього повітря -10°C приблизно на 23 %.

5.4 Розрахункові результати роботи та термодинамічна оцінка ефективності застосування фазового теплового акумулятора для прискореного прогрівання холодного двигуна легкового автомобіля

Метою створення математичної моделі роботи ТАФП є визначення залежностей, які дозволяють розраховувати основні теплофізичні характеристики процесів, що відбуваються в ТАФП: зарядження, зберігання та розрядження теплової енергії, а також досліджувати їх поведінку.

На сьогодні існує декілька методів визначення кількості теплової енергії, необхідної для підготовки ДВС до прийняття навантаження. Вони базуються, з одного боку, на різних підходах до моделювання ДВС як об'єкта, а з іншого – на різних технічних способах теплового впливу на двигун.

В основі запропонованої в роботі системи підігріву повітря на впуску з ТАФП лежать математичні залежності процесів зарядки ТАФП, збереження теплової енергії у міжзмінний період та її розрядки для підігріву повітря на впуску. Використані математичні моделі дозволяють аналізувати функціонування системи «ДВЗ – ТАФП» у зазначених процесах (рис. 2.10).

Конструкція системи забезпечує її роботу у трьох режимах:

I – режим зарядження ТАФП – накопичення теплової енергії від ВГ двигуна;

II – режим зберігання теплової енергії – підтримка запасу тепла у міжзмінний період;

III – режим розрядження ТАФП – використання накопиченої енергії для підігріву повітря на впуску ДВС.

На основі заданих вхідних параметрів - початкової ($t_0 = t_0$) та кінцевої температури (t_i) конструктивних елементів ТАФП, маси ТАМ (m_a) та якості теплової ізоляції - були розраховані основні теплофізичні характеристики. Серед прогнозованих значень визначено кількість накопиченої теплової енергії (Q), теплову потужність (N) та час природного охолодження ТАФП у міжзмінний період, який визначається розсіюванням певної частини тепла у навколишнє середовище.

Розрахунки проводились з урахуванням фізичних властивостей ТАМ та конструктивних особливостей ТАФП.

В умовах реальної експлуатації двигуна з іскровим запалюванням співвідношення парової та рідкої фаз бензину у впускному колекторі змінюється у широкому діапазоні. Це визначається як фізичними властивостями повітря (температура, тиск, густина), так і характеристиками палива (температура та кінематична в'язкість).

Для двигунів з рідким паливом різниця у величині коефіцієнта наповнення η_v , обчисленого для свіжого заряду як повітря або як паливоповітряна суміш, є незначною (менше 0,5 %). Тому у всіх подальших розрахунках η_v приймають, виходячи з параметрів повітря.

На основі експериментальних даних розраховано необхідну кількість теплоти для нагрівання повітря, що надходить у впускний колектор при постійній температурі і тиску. Вихідні умови: температура навколишнього повітря $t_{\min} = 10^\circ\text{C}$, температура на виході з ТАФП $t_{\max} = 67^\circ\text{C}$, витрата палива під час прогрівання системи охолодження до 85°C при підігріві повітря на впуску $G_{\text{пал}} = 0,193$ кг, час прогрівання двигуна - 830 с, паливо А-95, $\lambda_0 = 14,7$, $p_{\text{вк}} = 33,3$ кПа. Маса повітря, необхідна для роботи двигуна в режимі прогрівання, склала $G_{\text{пов}} = 2,837$ кг.

На основі цих даних розраховано внутрішню площу теплообміну $F_{\text{вн}} = 0,45$ м². Враховуючи геометричні параметри теплообмінних трубок (зовнішній діаметр $d_{\text{н}} = 0,01$ м, товщина стінки $\delta = 0,001$ м, внутрішній діаметр $d_{\text{вн}} = 0,008$ м), загальна довжина трубок $L_{\text{тр}} = 17,6$ м. При довжині одиначної трубки $l_{\text{тр}} = 0,26$ м необхідна кількість трубок становила $n = 68$ шт. Багатоходові теплообмінники забезпечують підвищену швидкість руху теплоносія всередині трубок, оскільки швидкість потоку збільшується при зменшенні площі поперечного перерізу.

Габарити корпусу ТАФП визначали, виходячи з мінімальної кількості ТАМ, площі теплообміну, числа трубок та конструктивних особливостей апарата. Основним завданням розрахунку було підібрати матеріал для трубок і корпусу та визначити внутрішній об'єм для заповнення ТАМ.

Для виготовлення корпусу та трубок ТАФП обрали нержавіючу сталь марки 12Х18Н10Т, яка витримує температури до 850°C . Основні переваги цього

матеріалу: висока стійкість до корозії, легкість у зварюванні та обробці, стабільність при високих температурах і хімічних впливах, тривалий термін служби, пластичність і висока міцність, що дозволяє виготовляти складні деталі методом деформації.

Таблиця 5.2 – Фізико-механічні властивості сталі 12Х18Н10Т

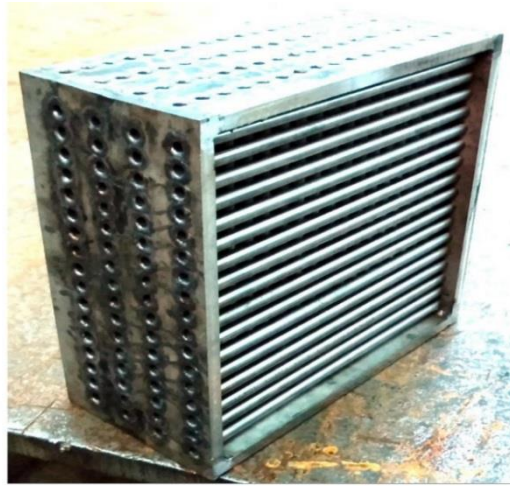
Температура випробування t	Коефіцієнт температурного (лінійного) розширення $\cdot 10^{-6}$	Коефіцієнт теплопровідності	Щільність	Питома теплоємність c_p
°С	Град ⁻¹	Вт/(м·град)	кг/м ³	Дж/(кг·град)
20...100	15,7...16,6	15...16,3	7920...7900	462...504

За результатами розрахунків визначено об'єм для заповнення ТАМ, який становить 0,006349 м³. Маса ТАМ для цього об'єму коливається від 6,5 до 12,5 кг залежно від питомої щільності матеріалу.

Маса металеві конструкції ТАФП (рис. 5.3а) без урахування ТАМ становить близько 32 кг, а загальна маса ТАФП разом із ТАМ – близько 36 кг (рис. 5.3б). Розрахунок теплової ізоляції передбачає підбір матеріалу з низькою теплопровідністю та визначення необхідної товщини шару для покриття зовнішньої поверхні акумулятора. Це дозволяє зменшити теплові втрати при міжзмінному утриманні автомобіля та забезпечує дотримання вимог охорони праці під час обслуговування. Температура поверхні ізоляції не повинна перевищувати 45°С. Підвищення термічного опору шару ізоляції зменшує теплові втрати ТАФП у навколишнє середовище.

Сучасні теплоізоляційні матеріали мають теплопровідність у середньому 0,035–0,05 Вт/(м·К).

а



б

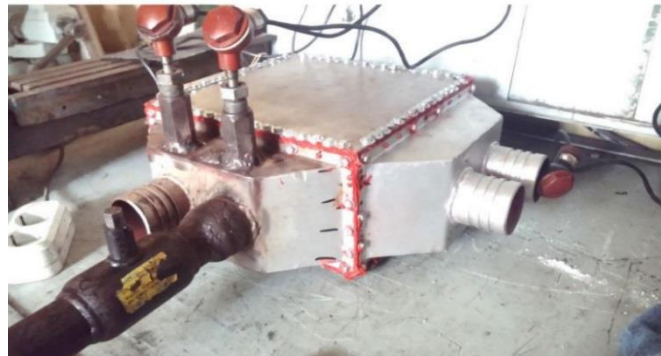


Рисунок 5.3 – Фазовий тепловий акумулятор (ТАФП):

а – внутрішня будова, де ТАМ розташований у міжтрубному просторі;

б – зовнішній вигляд теплового акумулятора без теплоізоляції.

У якості ізоляції для ТАФП було обрано жорстку гідрофобізовану теплоізоляційну плиту ПЖТЗ-1-14 відповідно до ТУ 88 023.011-93 (табл. 5.3).

Плита виготовлена з базальтового волокна товщиною 14 мм, з бентонітовою глиною як зв'язуючим. Вона характеризується високими теплоізоляційними властивостями, є негорючою, екологічно безпечною та хімічно стійкою. Робочий температурний діапазон матеріалу становить від -269°C до 850°C .

Таблиця 5.3 – Основні характеристики теплоізоляційного матеріалу ПЖТЗ-1-14

Властивості	Одиниця виміру	Величина
Щільність	кг/м ³	250...300
Теплопровідність при 25°C при 125°C	Вт/(м·К)	не більше 0,040 не більше 0,053

Виходячи з фізичних властивостей обраного теплоізоляційного матеріалу, прийнято його товщину 0,014 м. Для уточнення маси ТАМ проведено розрахунок теплових втрат ТАФП у режимі міжзмінного зберігання теплової енергії.

Теплові втрати в режимі зберігання теплоти за 8 год 20 хв можуть скласти:
при $t_0 = 17^\circ\text{C}$ - 1080 кДж;

при $t_0 = 10^\circ\text{C}$ - 1350 кДж;

при $t_0 = 0^\circ\text{C}$ - 1736 кДж.

Результати моделювання показали, що розрахований ТАФП із ТАМ масою 6,5 кг після режиму зберігання при температурі навколишнього повітря $t_0 = 10^\circ\text{C}$ протягом 500 хв здатен забезпечити прогрівання двигуна в експериментальних умовах 4–6 разів без додаткової підзарядки.

Конструкція ТАФП дозволяє використання ТАМ масою до 12,5 кг, що забезпечує підтримку необхідної температури повітря на впуску при прогріванні двигуна після перебування автомобіля в умовах низьких температур ($\approx -16^\circ\text{C}$) протягом 15 годин. За цей час теплові втрати ТАФП можуть досягати близько 3800 кДж.

Прогнозовані дані щодо запасеної теплової енергії дозволяють аналізувати залежність зміни температури ТАМ певної маси від кількості підведеної або відведеної теплової енергії в процесах зарядження та розрядження ТАФП (рис. 5.4).

При подачі певної кількості теплоти Q_1 до ТАМ у твердому стані з початковою температурою t_1 , матеріал нагрівається до температури фазового переходу t_2 . Подальше введення теплової енергії у кількості Q_2 викликає зміну агрегатного стану ТАМ - процес плавлення, який відбувається при постійній температурі. Після завершення плавлення рідка фаза ТАМ нагрівається до кінцевої температури, на що витрачається теплота Q_3 .

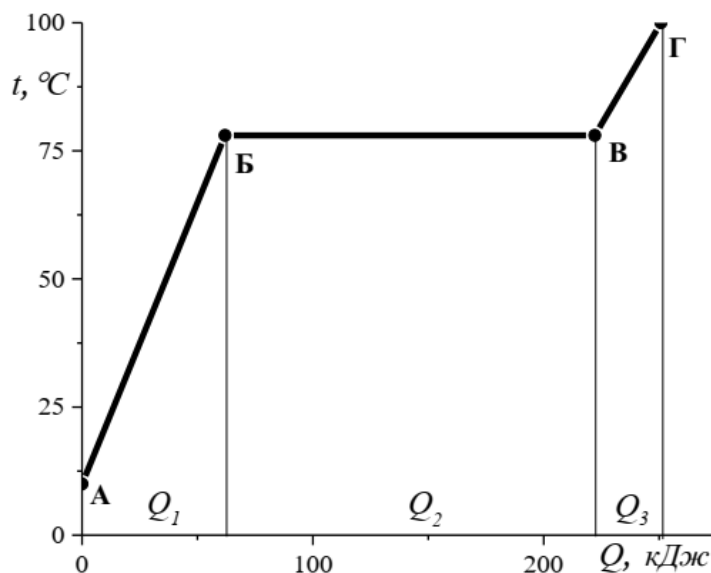


Рисунок 5.4 – Зміна температури ТАМ залежно від кількості теплової енергії, підведеної до ТАФП (без урахування тепла, витраченого на нагрів корпусу та розсіювання в навколишнє середовище):

$A - B$ - нагрівання твердої фази ТАМ; $B - B'$ - плавлення твердої фази ТАМ (фазовий перехід); $B' - Г$ - нагрівання рідкої фази ТАМ;

Таким чином, при нагріванні ТАМ від початкової температури споживається загальна кількість теплоти, при цьому матеріал проходить три агрегатних стани.

При розрядженні (підігріві повітря на впуску) від ТАМ відводиться кількість теплоти Q_4 за вирахуванням теплових втрат у навколишнє середовище під час міжзмінного зберігання енергії. Обсяг цих втрат залежить від ефективності теплоізоляції ТАФП. При зберіганні без гаража теплові втрати відбуваються через охолодження металевому корпусу та рідкої фази ТАМ, а підтримка необхідної температури на впуску забезпечується завдяки фазовому переходу (кристалізації ТАМ).

Дослідження роботи ТАФП у режимі зарядки проводили на обкатувально-гальмівному стенді (рис. 4.1) за допомогою пристрою, інтегрованого у систему випуску ВГ двигуна VW (рис. 4.6д). Під час випробувань середня температура навколишнього повітря t_0 становила близько $6,5^\circ\text{C}$, а атмосферний тиск $p_0=99,6$ кПа. Випробування виготовленого кожухотрубчастого теплообмінного апарата показали результати, представлені на рисунках 5.5–5.7.

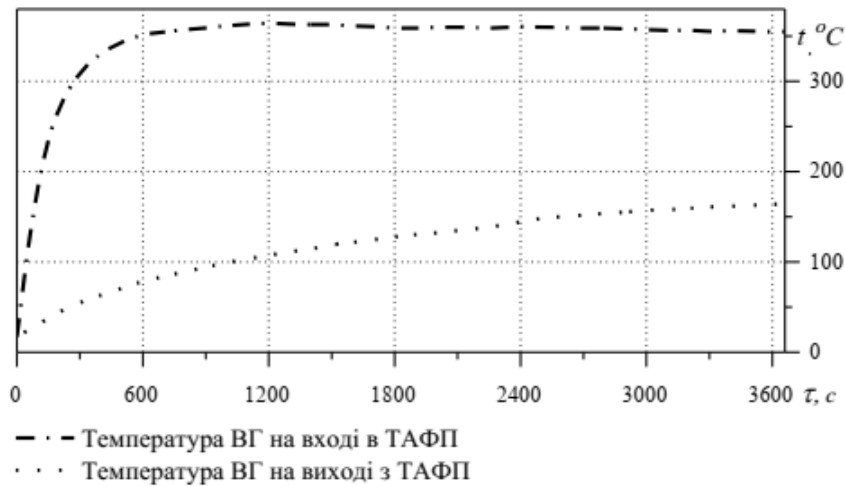


Рисунок 5.5 – Динаміка температури відпрацьованих газів під час заряджання ТАФП

Процес нагрівання ТАФП до температури 100 °C контролювали за показниками температури трубного пучка, який передає теплоту повітря на впуску. Час нагрівання склав 61 хв (рис. 5.6 а), при цьому джерелом тепла були відпрацьовані гази в режимі холостого ходу. Температура газового трубного пучка постійно зростала в процесі зарядки.

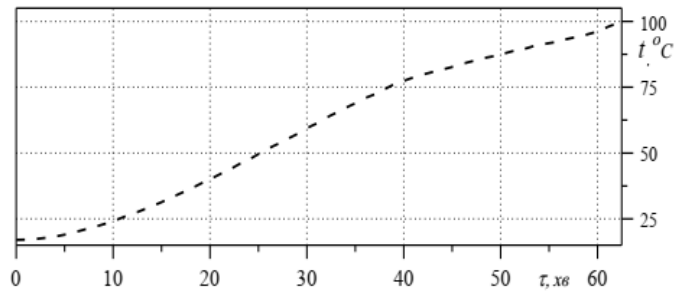
У проміжку з 39 по 60 хв спостерігалось уповільнення росту температури (рис. 5.6 (б), що пояснюється фазовим переходом – плавленням основної частини ТАМ. Тривалість цього періоду становила близько 20 хв.

Середні швидкості нагрівання ТАФП в режимі зарядки склали:

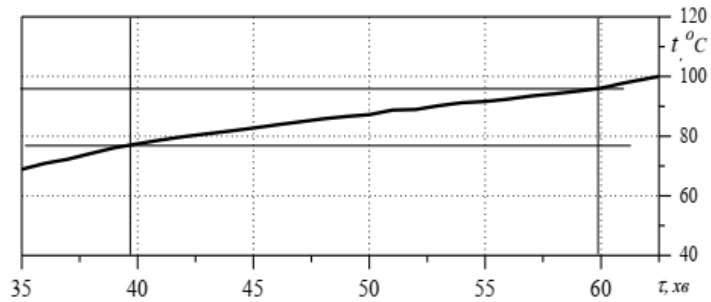
1,52 °C/хв у перші 39 хв (з 17 °C до 76,1 °C);

0,95 °C/хв у наступні 21 хв (з 76,1 °C до 96,1 °C);

1,56 °C/хв у останні 2 хв 30 с (з 96,1 °C до 100 °C).



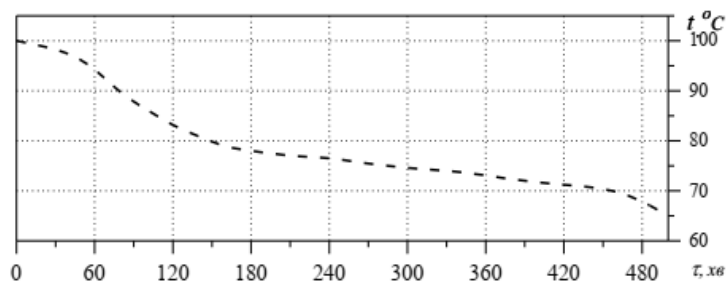
а



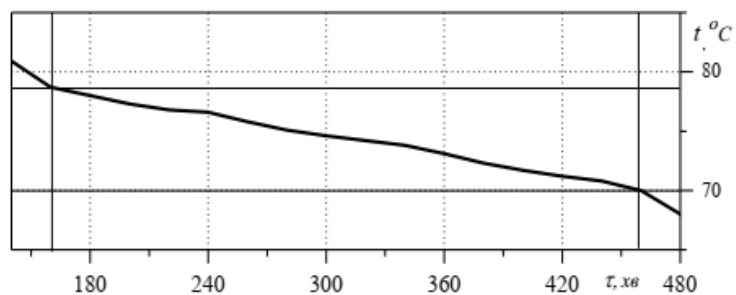
б

Рисунок 5.6 – Динаміка температури газового трубного пучка під час зарядки ТАФП (а) та плавлення ТАМ (б)

Тривалість збереження теплової енергії в ТАФП за умов експерименту склала 8 годин 20 хвилин (рис. 5.7 (а)).



а



б

Рисунок 5.17 – Залежність температури газового трубного пучка від режиму роботи ТАФП: зберігання теплової енергії (а) і кристалізація ТАМ (б)

У режимі зберігання температура ТАФП знизилася з 100 °С до 65 °С, що визначалося необхідністю забезпечення пуску холодного двигуна та його подальшого прогрівання в умовах конкретних атмосферних умов.

Середні швидкості охолодження ТАФП склали: 0,133 °С/хв протягом перших 160 хв (2 год. 40 хв) – з 100 °С до 78,7 °С; 0,029 °С/хв протягом наступних 300 хв (5 год) – з 78,7 °С до 70 °С (рис. 5.17 а); 0,125 °С/хв протягом останніх 40 хв – з 70 °С до 65 °С.

Розрахунок економічного та екологічного ефекту від застосування ТАФП представлено в підрозділах 5.5 та 5.6 додатка В.

Висновки за розділом

Використання коефіцієнта температурного впливу дозволяє точніше оцінювати витрату палива автомобілями з іскровим запалюванням залежно від початкової температури мастила в картері двигуна. Розрахунки на математичній моделі показали, що інтеграція системи підігріву повітря на впуску з ТАФП дозволяє очікувано підвищити паливну ефективність автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» під час прогріву в дорожніх умовах приблизно на 22,5%, при цьому розбіжність із результатами експериментальних випробувань складає близько 5 %. На основі розробленої методики виконано проектування ТАФП для системи підігріву впускного повітря легкового автомобіля в умовах низьких температур. Визначено габарити теплоакумулятора та масу ТАМ, необхідну для забезпечення ефективного підігріву потрібного об'єму повітря під час прогріву двигуна. Обрано теплоізоляційний матеріал та розраховано оптимальну товщину шару ізоляції для мінімізації теплових втрат у міжзмінний період.

Моделювання сумарних масових викидів шкідливих речовин (еквівалентних СО) під час прогріву двигуна показало, що застосування підігріву повітря на впуску дозволяє знизити обсяг шкідливих викидів приблизно на 24–27 % порівняно зі штатною системою.

За проведеними розрахунками прогнозний термін окупності виготовлення ТАФП становить: близько 16 місяців для двигуна з карбюраторною системою живлення (MeM3-245) та приблизно 20 місяців для двигуна з системою розподіленого впорскування палива (VW BBU) при експлуатації автомобіля в умовах низьких температур.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

Експлуатація автомобілів у низькотемпературних умовах призводить до зниження паливної економічності та погіршення екологічних показників. Актуальною залишається задача розробки ефективних заходів, які забезпечують пуск холодного двигуна та прискорене його прогрівання при мінімальних витратах паливно-енергетичних ресурсів. У роботі вирішено науково-технічну задачу підвищення паливної економічності та екологічності автомобільних двигунів з іскровим запалюванням у режимі прогрівання шляхом застосування ТАФП.

Було розроблено методику оцінки витрати палива автомобілем у режимі прогрівання двигуна, яка вперше передбачає застосування коефіцієнта температурного впливу. Цей підхід дозволяє аналізувати ефективність системи підігріву повітря на впуску з ТАФП залежно від початкової температури оливи в картері та прогнозувати паливну економічність автомобіля за Європейським міським їздовим циклом із урахуванням прогрівання двигуна.

Стендові випробування двигунів у режимі холостого ходу показали наступні результати:

- Для карбюраторного двигуна MeM3-245: час прогрівання зменшився на 19 %, паливна економічність покращилася на 20 %, а сумарні масові викиди продуктів неповного згоряння (еквівалентні CO) скоротилися на 48 %.

- Для двигуна з розподіленим впорскуванням VW BBU: час прогрівання зменшився на 9 %, а паливна економічність зросла на 22 %. Підігрів повітря на впуску прискорює початок роботи каталізатора: температура ВГ у зоні попереднього каталізатора підвищується на 19 % швидше, сумарні масові викиди до каталізатора зменшуються на 10 %, а після – на 51 %.

При прогріванні двигуна VW BBU у режимі середньої точки Європейського міського циклу час прогрівання скоротився на 6 %, а паливна економічність зросла на 19 %.

Дорожні випробування автомобіля ЗАЗ-1102 показали, що впровадження системи підігріву повітря на впуску з ТАФП дозволяє: скоротити шлях прогрівання двигуна на 6 %; зменшити загальну витрату палива на 28 %; знизити сумарні масові викиди продуктів неповного згоряння (еквівалентні СО) на 62 %.

Запропонований у роботі спрощений метод теплотехнічного розрахунку ТАФП дає змогу прогнозувати обсяг накопиченої теплової енергії залежно від маси ТАМ та його теплофізичних властивостей. Випробування виготовленого ТАФП у температурному інтервалі від 10 °С до 4 °С показали, що час збереження необхідної кількості теплоти становить 8 годин 20 хвилин, при цьому температура акумулятора знизилася з 100 °С до 65 °С.

Розрахунки свідчать, що використання системи підігріву повітря на впуску з ТАФП забезпечує очікуване підвищення паливної економічності автомобіля ЗАЗ-1102 у режимі прогрівання за Європейським міським циклом на 22,5 %.

Прогнозний термін окупності виготовлення ТАФП становить: близько 16 місяців для двигунів з карбюраторною системою (MeM3-245); близько 20 місяців для двигунів із системою розподіленого впорскування палива (VW ВВУ) за експлуатації в умовах низьких температур.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Трифонов Д.М. Поліпшення гомогенності паливоповітряної суміші за рахунок забезпечення оптимальної температури повітря, що надходить у двигун / Д.М. Трифонов // LXXII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. - К: НТУ, 2016. - С.31.

2. Александров В.Д. Теплові акумулятори фазового переходу для транспортних засобів: параметри робочих процесів: монографія / В.Д. Александров, Ю.Ф. Гутаревич, І.В. Грицук, Ю.В. Прилепський та ін. – Донецьк: Ноулідж, 2014. – 230 с.

3. Грицук І.В. До питання про можливості використання теплового акумулювання і перетворювачів в системах накопичення енергії тепловозних ДВЗ / І.В. Грицук, Ю.В. Прилепський, Д.С. Адров та ін. // Збірник наукових праць ДонІЗТ. №25. – Донецьк, 2011. – С. 80 – 86.

4. Трифонов Д.М. Поліпшення паливної економічності і екологічних показників автомобіля використанням теплових акумуляторів фазового переходу для прогріву двигуна / Д.М. Трифонов // LXXI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. - К: НТУ, 2015. - С.31

5. Трифонов Д.М. Дослідження впливу підігріву повітря на паливну економічність та емісію шкідливих речовин у двигуні з іскровим запалюванням / Д. М. Трифонов, О. В. Сирота, С. В. Карев, О. С. Добровольський // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. Випуск 2 (32.) – К. : НТУ, 2015. – С. 278 – 285.

6. Burch S.D. Reducing Cold-Start Emissions by Catalytic Converter Thermal Management / S.D. Burch, T.F. Potter, M.A. Keyser, M.J. Brady, K.F. Michaels // SAE Technical Paper Series. № 950409. 2005. P.13–21.

7. Murphy O. Electrically Initiated Chemically Heated Catalytic Converter to Reduce Cold-Start Emissions from Automobiles / O. Murphy, R. Kukreja, C. Andrews // SAE Technical Paper Series. № 991233. 2009. P. 1–11.

8. Гутаревич Ю.Ф. Про можливість використання водневмісних сполук в дизелях. / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, О.Д. Філоненко, Є.В. Шуба Вісник

ЖДТУ: Наук. журн. Вип. 2/2014. Серія: Технічні науки. – Житомир, 2014. С. 85-89.

9. Тріфонов Д.М. Використання теплового акумулятора фазового переходу для забезпечення пуску холодного двигуна та його прогрівання за рахунок поліпшення сумішоутворення / Д.М. Тріфонов, В.С. Вербовський, І.В. Грицук // Збірник наукових праць. Серія: галузеве машинобудування, будівництво. – ПолтНТУ, 2015. Вип. 3 (45) – С. 18-27.

10. Патент № 78984 Україна, МПК (2006.01) F01P 3/22, «Система регулювання температури охолоджуючої рідини дизеля М756 дизель-поїзду ДР-1 з утилізацією теплоти відпрацьованих газів тепловим акумулятором з електропідігрівом і моніторингом теплових параметрів» / І.В. Грицук, В.Й. Поддубняк, М.В. Сергієнко, Ю.Ф. Гутаревич, З.І. Краснокутська / (Україна); Заявник і патентовласник Національний транспортний ун-т., Донецький інститут залізничного транспорту, Державний № u2012 10517; заяв. 06.09.2012; опубл. 10.04.2013, Бюл. №7.- 5с.: іл.

11. Патент № 78985 Україна, МПК (2013.01) F24H 7/00, «Тепловий акумулятор фазового переходу» / І.В. Грицук, Ю.Ф. Гутаревич, Ю.В. Прилепський, В.Й. Поддубняк, М.В. Сергієнко, З.І. Краснокутська / (Україна); Заявник і патентовласник Національний транспортний ун-т., Донецький інститут залізничного транспорту, Державний № u2012 10520; заяв. 06.09.2012; опубл. 10.04.2013, Бюл. №7.- 6с.: іл.

12. Патент № 94641 Україна, МПК (2014.01) F01P 3/22 (2006.01), F01M 5/00, «Система регулювання температури охолоджуючої рідини, температури тиску моторної оливи двигуна внутрішнього згорання з утилізацією теплоти тепловими акумуляторами» / В.Й. Поддубняк, Ю.Ф. Гутаревич, О.І. П'ятничко, І.В. Грицук, В.С. Вербовський, М.І. Сергієнко, О.О. Зародов, Д.С. Адров, А.М.Гущин, Ю.В.Прилепський, Д.М. Тріфонов, З.І. Краснокутська, А.В. Вербовський, А.І. Грицук / (Україна); Заявник і патентовласник: Донецький інститут залізничного транспорту, Національний транспортний ун-т, Інститут газу НАНУ, Державний № u2014 05701; заяв. 27.05.2014; опубл. 25.11.2014, Бюл. №22.-14 с.: іл..

13. Патент № 94642 Україна, МПК (2014.01) F01P 3/22 (2006.01), F01M 5/00, «Система регулювання температури охолоджуючої рідини, температури тиску моторної оливи двигуна внутрішнього згорання» /В.Й. Поддубняк, Ю.Ф. Гутаревич, О.І. П'ятничко, І.В. Грицук, В.С. Вербовський, М.І. Сергієнко, О.О. Зародов, Д.С. Адров, А.М. Гуцин, Ю.В. Прилепський, Д.М. Трифонов, З.І. Краснокутська, Ш.К. Амерханова, А.В. Вербовський, А.І. Грицук / (Україна); Заявник і патентовласник: Інститут залізничного транспорту, Національний транспортний ун-т, Інститут газу НАНУ, Державний № u2014 05702; заяв. 27.05.2014; опубл. 25.11.2014, Бюл. № 22. 12 с.: іл.

14. <http://www.freepatent.ru/patents/23537952.html>

15. <http://www.findpatent.ru/patent/215/2150603.html>

16. <http://www.findpatent.ru/patent/217/2170851.html>

17. Гутаревич Ю.Ф. До вибору теплоакмулюючих матеріалів теплового акумулятора збереження теплового стану ДВЗ / Ю.Ф. Гутаревич, Д. Александров, І.В. Грицук та ін. // Вісник Національного транспортного університету. Вип. 26.– К. : НТУ, 2012. – С. 127 – 133.

18. Александров В.Д. Теплоаккумулирующие материалы на основе кристаллогидратов / В.Д. Александров, О.В. Соболев, С.А. Фролова та ін. // Вісник ДонНАБА. Вип. 1 (75). – Донецьк, 2009. – С. 100 – 103.

19. <http://www.highexpert.ru/content/gases/air.html>

20. Врагов А.П. Теплообмінні процеси та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв: Навч. Посібник / А.П. Врагов // – Суми: Вид-во СумДУ, 2006. – 262с.

21. Чепурний М.М. Тепломасообмін в прикладах і задачах: навчальний посібник / М. М. Чепурний, Н. В. Резидент // – Вінниця: ВНТУ, 2011. – 128 с.

22. Лабай В.Й. Тепломасообмін / В. Й. Лабай. – Львів: Тріада-Плюс, 1998. – 255 с.

23. Літнарівч Р.М. Побудова і дослідження математичної моделі за джерелами експериментальних даних методами регресійного аналізу // Р.М. Літнарівч Навчальний посібник, МEGУ, Рівне, 2011.-140 с.

24. Семенова І.Ю. Математичні моделі МСС. Навчальний посібник /І.Ю. Семенова Київський національний університет імені Т. Шевченка К. 2014 – 82с.

25. Огороднов С.М. Оценка возможности использования аналитических методов при исследовании топливной экономичности автомобилей // С.М. Огороднов, А.Н. Тихомиров, С.И. Малеев / Известия высших учебных заведений. Машиностроение 2 [659] 2015.

26. Борисенко А.О. Аналіз методів оцінки паливної економічності автомобілів // А.О. Борисенко Автомобіль і електроніка. Сучасні технології, ХНАДУ Харків 5/2013.

27. http://geografica.net.ua/publ/galuzi_geografiji/fizichna_geografija_mater_ikiv_ta_okeaniv/evropa_osoblivosti_klimatu/42-1-0-711

28. Odsell O. Influence of ambient temperature and cold start on automobile fuel consumption / O. Odsell // VTI Rapport. - Linkoping, 2011. - No. 207A. - 17 p.

29. Lee J. Y. Analysis of the effect of cold start on fuel economy of gasoline automatic transmission vehicle / Y. J. Lee, I. Park, J.H. Lee // International Journal of Automotive Technology, August 2014, Volume 15, Issue 5, pp 709–714

30. Симоненко Р.В. Покращення паливної економічності і екологічних показників автомобілів шляхом раціонального прогріву їх двигунів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20. – експлуатація та ремонт засобів транспорту / Р. В. Симоненко - К., - 2004. – 205с.

31. Андрюхіна О.С. Розробка спрощеного випробувального циклу для перевірки технічного стану бензинових двигунів легкових автомобілів в умовах експлуатації: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20. – експлуатація та ремонт засобів транспорту / О.С. Андрюхіна - К., 2006. – 193 с.

32. Гунько А.В. Поліпшення паливної економічності та екологічних показників автомобілів в умовах експлуатації: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20. – експлуатація та ремонт засобів транспорту А.В. Гунько - К., 2006. - 185 с.

33. Тріфонов Д.М. Визначення показників автомобіля в русі за режимами Європейського їздового циклу в процесі прогріву двигуна / Д.М. Тріфонов // Вісник Національного транспортного університету Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. - К.: НТУ, 2017. - Вип. 3 (39). 194 – 204.

34. ДСТУ UN/ECE R 83-05:2009 Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження колісних транспортних засобів стосовно викидів

забруднювальних речовин залежно від палива, необхідного для двигунів (Правила ЕЭК ООН № 83-05:2005, IDT).

35. ГОСТ 14846-81 Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний <http://helpnik.college.ks.ua/standart/gost/Catalog/Index/7/7750.htm>

36. Кульбако В.П. Вибір середньостатистичного автомобіля при проведенні досліджень по визначенню ефективності заходів, направлених на покращення екологічної обстановки в містах / В. П. Кульбако // Вісник НТУ. 2008. – № 17. – С. 103 – 108.

37. <https://www.autostat.ru/news/24483/>

38. Чуйко Г.В. Посібник з експлуатації автомобіля «LANOS»/ Г.В. Чуйко, І.М. Ємельянцева, В.М. Донець. – Україна. – 2007.

39. Трифонов Д.М. Вплив підігріву повітря на впуску на паливну економічність та екологічні показники сучасного двигуна з іскровим запалюванням / Д.М. Трифонов // Вісник Національного транспортного університету Серія "Технічні науки". Науково-технічний збірник. - К.: НТУ, 2016. - Вип. 2(35) С. 227-233.

40. Трифонов Д.М. Підвищення ефективності нейтралізації відпрацьованих газів двигуна з іскровим запалюванням в режимі прогріву / Д. М. Трифонов // Systemy i środki transportu samochodowego. Monografia nr 7. Seria: Transport. Rzeszów 2016. S.195-202.

41. Шуба Є.В. Зниження токсичності та поліпшення паливної економічності бензинових двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.03 — «Двигуни та енергетичні установки» / Є.В. Шуба – Київ, 2016.

42. Gutarevich Yu.F. Car ZAZ-1102 improvement in fuel efficiency and environmental performance in warm-up phase after engine cold start / Yu.F. Gutarevich, D.M. Trifonov, O.V. Syrota // Academic Journal. Series: Industrial Machine Building, Civil Engineering. – PoltNTU, 2017. 1 (48). S. 19-25.

43. Трифонов Д.М. Дослідження різних методів прогріву двигуна з іскровим запалюванням, з метою оптимізації витрати палива / Д.М. Трифонов, І.В. Манько, О.В. Сирота // Systemy i środki transportu samochodowego. Monografia nr 6. Seria: Transport. Rzeszów 2015. S.201-208

44. http://www.zr.ru/content/articles/504279-sovremennyj_dvigatel_gret_ili_ne_gret/

45. Гутаревич Ю.Ф. Дослідження паливної економічності та екологічних показників автомобіля ЗАЗ-1102 при роботі в режимі прогріву в дорожніх умовах / Ю. Ф. Гутаревич, Д. М. Трифонов, О. В. Сирота // Вісник Національного транспортного університету Серія 'Технічні науки'. Науково-технічний збірник. - К.: НТУ, 2017. - Вип. 1 (37). С. 93-100.

46. ДСТУ 2708-99 Метрологія. Повірка засобів вимірювальної техніки. Організація та порядок проведення.

47. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Основи екології» / Укл. А. О. Корпач, А. Г. Говорун, Л. П. Мержиєвська, М. І. Гуменчук: НТУ, 2006. – 44 с.

48. Гутаревич Ю.Ф. Обґрунтування структури вимірювального комплексу для дослідження роботи двигуна внутрішнього згорання транспортного засобу з системою прогріву й тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву / Ю. Ф. Гутаревич, І. В. Грицук, Д. С. Адров, А. П. Комов, Д. М. Трифонов // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХП": зб. наук. пр. Темат. вип.: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ "ХП". – 2014. – № 10 (1053). – С. 55-62.

49. Sh. Merdanov, V. Konev, S. Sozonov, Experimental research planning heat training hydraulic motors: Scientific enquiry in the contemporary, world: theoretical bass and innovative approach, Vol. 5. - Technical Sciences. Research articles, B&M Publishing (San Francisco, California, USA) 2014. - pp. 113-117.

50. Адров Д.С. Покращення паливної економічності і екологічних показників двигунів внутрішнього згорання застосуванням системи комбінованого прогріву. - Дис. канд. техн. наук: 05.05.03, Нац. трансп. ун-т. - Київ, 2014. - 200 с.

51. https://ru.wikipedia.org/wiki/Клімат_Києва

Методичні рекомендації до виконання та оформлення дипломних робіт для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія» / Ю.І. Панцир, А.В. Рудь, В.І. Дуганець, В.І. Дуганець, Л.С. Шелудченко, С.М. Грушецький, С.П. Комарніцький. За ред. В.І. Дуганця. – Кам'янець-Подільський: ЗВО «ПДУ, 2025. - 52с.

