

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Двигуни внутрішнього згорання

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

на тему Вплив присадки метану до паливо-повітряної суміші на енергоекономічні показники бензинового двигуна внутрішнього згорання

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи T-412м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
Освітня програма (спеціалізація)
«Двигуни внутрішнього згорання»
Олександр ГВОЗДИК

Керівник Віра СЛИНЬКО, ст. викладач
кафедри «Двигуни внутрішнього згорання»

Консультант Георгій СЛИНЬКО,
завідувач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання», д.т.н.

Рецензент Володимир ЦИГАНОВ,
професор кафедри «Металорізальні верстати та інструменти», д.т.н.

Запоріжжя
2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Інститут, факультет Транспортний факультет
Кафедра Двигуни внутрішнього згорання
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ

 Георгій СЛИНЬКО

18. грудня 2023 року

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

ГВОЗДИК Олександр Олександрович

1. Тема проекту (роботи) Вплив присадки метану до паливо-повітряної суміші на енергоекономічні показники бензинового двигуна внутрішнього згорання

керівник проекту (роботи) старший викладач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання» Віра СЛИНЬКО

консультант проекту (роботи) завідувач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання», д.т.н., професор Георгій СЛИНЬКО

затвержені наказом вищого навчального закладу від 28.11.2023 №483




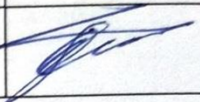
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 11.12.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) бензиновий 4-тактний 6-циліндровий двигун BMW N53B25 номінальною потужністю 140 кВт при 6100 хв⁻¹

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Обґрунтувати актуальність наукових досліджень використання стисненого (компримованого) природного газу як палива для бензинових ДВЗ. Обрати об'єкт досліджень – двигун BMW N53B25, розробити методику досліджень. Розрахувати енергоекономічні показники двигуна на номінальному режимі.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) схема двопаливної системи паливоподачі двигуна BMW N53B25; властивості суміші палив «бензин-метан»; результати теплових розрахунків; результати економічного розрахунку; висновки з роботи

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада керівника, консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-5, нормо-контроль	Слинько В.В., ст. викладач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання»		
1-5	Слинько Г.І., завідувач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання»		



7. Дата видачі завдання «01» вересня 2023 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2023	
2	Аналіз літературних джерел	10.09.2023	
3	Обґрунтування актуальності дослідження	20.09.2023	
4	Описання використаних методик дослідження	10.10.2023	
5	Тепловий розрахунок двигуна BMW N53B25 при роботі на бензині на номінальному режимі	25.10.2023	
6	Дослідження впливу складу палива на показники двигуна BMW N53B25	15.11.2023	
7	Формування висновків з магістерської роботи	25.11.2023	
8	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	30.11.2023	
9	Розробка презентації та доповіді до захисту	07.12.2023	
10	Подання роботи до захисту	11.12.2023	

Студент

Керівник проекту (роботи)


(підпис)

(підпис)

Олександр ГВОЗДИК
(прізвище та ініціали)

Віра СЛИНЬКО
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 59 с., 16 табл., 8 рис., 24 джерела, 1 додаток.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, КОМПРИМОВАНИЙ ПРИРОДНИЙ ГАЗ, ПАЛИВО, СТИСНЕНИЙ ПРИРОДНИЙ ГАЗ, СПГ, CNG

Мета роботи – визначити вплив присадки метану до паливо-повітряної суміші на енергоекономічні показники бензинового двигуна внутрішнього згорання.

Об’єкт дослідження – чотиритактний бензиновий двигун внутрішнього згорання, що працює на бензині, на метані або суміші палив «бензин-метан» різних пропорцій.

Предмет дослідження – енергоекономічні показники бензинового двигуна внутрішнього згорання, що працює на бензині, на метані або суміші палив «бензин-метан» різних пропорцій.

За результатами магістерської роботи підготовлена робота для конкурсу студентських наукових робіт НУ «Запорізька політехніка» 2023/2024 навчального року за секцією «Транспортна», робота для Всеукраїнського творчого конкурсу наукових робіт «Процеси та обладнання машинобудівних виробництв» (Центральноукраїнський НТУ).

Розраховані ефективні показники двигуна BMW N53B25 при роботі на різних паливах впроваджено в навчальний процес Національного університету «Запорізька політехніка» в якості порівняльних даних.

Роботу виконано в рамках держбюджетної НДР 02211 «Теплові та газодинамічні процеси в двигунах внутрішнього згорання та системах».

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень

ВСТУП

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

- 1.1 Актуальність газифікації ДВЗ
- 1.2 Економічність доцільність газифікації ДВЗ на СПГ
- 1.3 Особливості використання метанового палива
- 1.3 Технічні аспекти експлуатації ДВЗ на СПГ
- 1.4 Висновки за розділом

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

- 2.1 Технічна характеристика та особливості конструкції двигуна BMW N53B25
- 2.2 Опис бінарної системи живлення двигуна
- 2.3 Дослідницькі режими
- 2.4 Методика дослідження
- 2.5 Висновки за розділом

3 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА BMW N53B25 ПРИ РОБОТІ НА БЕНЗИНІ

- 3.1 Розрахунок початкових даних для комп'ютерної програми Engine Calculation
- 3.2 Контрольні параметри та індикаторні показники двигуна
- 3.3 Ефективні показники двигуна
- 3.4 Висновки за розділом

4 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА BMW N53B25 ПРИ РОБОТІ НА МЕТАНІ ТА СУМІШАХ «БЕНЗИН-МЕТАН»

- 4.1 Властивості суміші палив бензин-метан
- 4.2 Результати теплового розрахунку

4.3 Ефективні та експлуатаційні показники двигуна

4.4 Висновки за розділом

5 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВПЛИВУ ДОБАВКИ МЕТАНУ ДО
БЕНЗИНУ

ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

Додаток А

**ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,
СКОРОЧЕНЬ**

ВМТ – верхня мертва точка;

ГБО – газобалонне обладнання;

ГПП – газоподібне паливо;

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

ЗНГ – зріджений нафтовий газ;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

НМТ – нижня мертва точка;

СПГ – стиснений природний газ;

СВГ – скраплений вуглеводневий газ;

ФММ – фізико-математична модель;

CNG – compressed natural gas;

LPG – liquefied petroleum gas;

D – діаметр циліндра, м;

G_T – годинна витрата палива, кг/год;

g_e – питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год);

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

H_u – теплота згорання, МДж/кг

L_i – індикаторна робота, Дж/цикл;

ℓ_o – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива, кг/кг;

m_T – молекулярна маса;

N_e – ефективна потужність, кВт;

n – частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;

p_k – тиск повітря на впуску, К;

p_e – середній ефективний тиск, Па;

p_i – середній індикаторний тиск, Па;

T_a – температура повітря на початку процесу стиснення, К;

T_k – температура повітря на впуску, К;

V_h – робочий об'єм циліндра, м³.

γ – коефіцієнт залишкових газів;

ε – ступінь стиснення;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

ΔT – підігрів повітря на впуску, К;

η_i – індикаторний ККД;

η_m – механічний ККД;

η_v – коефіцієнт наповнення;

ρ – щільність (густина), кг/м³;

° ПКВ – градуси кута повороту колінчатого валу;

ВСТУП

Метан (стиснений природний газ, СПГ, compressed natural gas, CNG) – горючий газ, який є основним компонентом природного газу. Газ метан практично не залишає шкідливих продуктів згорання. Природний газ в ряді публікацій названо ідеальним моторним паливом. Це становиться особливо важливо в рамках виконання Кіотського протоколу 1997 року, вимог 21-ї Конференція ООН з проблем глобальної зміни клімату у Парижі 2015 року по скороченню кількості викидів парникових газів в атмосферу, та сприянню подальшого руху України до вступу в Європейський Союз.

Наразі Україна є одним з лідерів з газифікації автотранспорту. І зважаючи на економічні переваги газового палива, в Україні кількість газових ДВЗ буде зростати. Серед наявних на ринку видів газового палива, недостатня увага приділяється стисненому природному газу (метану), використання якого має значний економічний потенціал. Більшому розповсюдженню метанового палива заважає недостатня розвиненість інфраструктури та відсутність державного регулювання цін.

Налагодження масового випуску газових двигунів з метою навіть часткової заміни бензинових та дизельних ДВЗ, що зараз перебувають в експлуатації, в даний час є дуже складною і дорогою проблемою. Набагато дешевшим і доцільним способом вирішення поставленого завдання є конвертування бензинових та дизельних ДВЗ, що зараз перебувають в експлуатації, в газові двигуни. Даний крок дозволяє забезпечити відповідність ДВЗ все більш жорстким екологічним нормам за відносно низьких матеріальних витрат.

Незважаючи на тривалий досвід експлуатації автомобільного транспорту на СПГ, питання впливу добавки метану на потужність та економічність залишається вивченим недостатньо.

Мета і завдання дослідження

Мета роботи – визначити вплив присадки метану до паливо-повітряної суміші на енергоекономічні показники бензинового двигуна внутрішнього згорання.

Для досягнення мети вирішено ряд **завдань**:

- проведено аналіз літератури за темою дослідження;
- розроблена аналітично-розрахункова методика досліджень;
- розроблено проект обладнання бензинового двигуна BMW N53B25 бінарною системою паливоподачі, яка дозволяє працювати на метані або суміші палив «бензин-метан» різних пропорцій;
 - виконано розрахунок термодинамічного циклу двигуна на номінальному режимі при роботі на паливі різного складу;
 - виконано розрахунки ефективних показників двигуна, виконано їх порівняння.

Об’єкт дослідження – чотиритактний бензиновий двигун внутрішнього згорання, що працює на бензині, на метані або суміші палив «бензин-метан» різних пропорцій.

Предмет дослідження – енергоекономічні показники бензинового двигуна внутрішнього згорання, що працює на бензині, на метані або суміші палив «бензин-метан» різних пропорцій.

Методи дослідження: теоретичні (аналіз, синтез, індукція, дедукція) та практичні (аналітично-розрахунковий метод). Для виконання дослідження використовувались комп’ютерні програми Engine Calculation, Excel.

Наукова новизна роботи полягає в наступному:

- вперше досліджено вплив складу палива «бензин-метан» різного співвідношення на енергоекономічні показники двигуна BMW N53B25.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

- використана в роботі аналітично-розрахункова методика досліджень впливу присадки метану до паливо-повітряної суміші на енергоекономічні показники бензинового двигуна внутрішнього згорання може бути використана

при модернізації систем живлення ДВЗ;

– розраховані ефективні показники двигуна BMW N53B25 при роботі на різних паливах використані в якості порівняльних даних в лекційному курсі дисципліни «Системи двигунів внутрішнього згорання» – акт впровадження в навчальний процес Національного університету «Запорізька політехніка» від 08.11.2023 р. (див. додаток А);

– за результатами магістерської роботи підготовлена робота для конкурсу студентських наукових робіт НУ «Запорізька політехніка» 2023/2024 навчального року за секцією «Транспортна»;

– за результатами магістерської роботи підготовлена робота для Всеукраїнського творчого конкурсу наукових робіт «Процеси та обладнання машинобудівних виробництв» (Центральноукраїнський НТУ) (результат – участь).

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Актуальність газифікації ДВЗ

Газифікація є одним із напрямків покращення економічних показників при експлуатації двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ). В світі найбільш поширеними газовими паливами є пропан-бутанова суміш, метан, водень. Водневі двигуни у більшості випадків проектуються для роботи на газі практично «з нуля». А на метані та пропан-бутані може працювати більшість існуючих бензинових та дизельних ДВЗ, за умови їх дообладнання системою живлення газом.

Скраплений вуглеводневий газ (СВГ) або зріджений нафтовий газ (ЗНГ, LPG) – побічний продукт видобутку нафти – суміш пропану (C_3H_8) і бутану (C_4H_{10}) (головних компонентів), а також етилену, пропілену, бутилену та їх ізомерів. Зберігається в балонах у зрідженому стані. Бутан додається пропан для отримання необхідного октанового числа. Робочий тиск у балоні – 12...15 атм. Балони відносно легкі та компактні (40...50 кг). Октанове число пропан-бутанового палива – 102...105 одиниць [1, 2].

Метан (CH_4) або стиснений природний газ (СПГ, CNG) – природний газ без запаху та кольору. Октанове число метану 105...120 одиниць. Головна відмінність метану від пропану – він не зріджується, а в газоподібному стані стискається в балоні до 270 атм, внаслідок чого метанові балони дуже міцні, важкі (від 65 до 130 кг) та громіздкі (див. рис. 1.1). В той же час, в останні роки розробляються металопластикові та композитні балони, які витримують тиск до 47 МПа, тобто матимуть габарити як у пропанових балонів [3]. Також до недоліків метану можна віднести довго тривалість заправки балонів (до 40 хвилин) [1].

Сукупність характеристик, зокрема, високе октанове число, дозволяє використовувати газ замість бензину та дизельного палива у двигунах із спалахуванням від іскри та спалахуванням від стиснення відповідно. А нижчі

ціни на газоподібне паливо (ГПП) відносно бензину або дизельного палива на ринку України на інших країн світу зумовлюють актуальність такого рішення для експлуатантів автомобільної техніки.

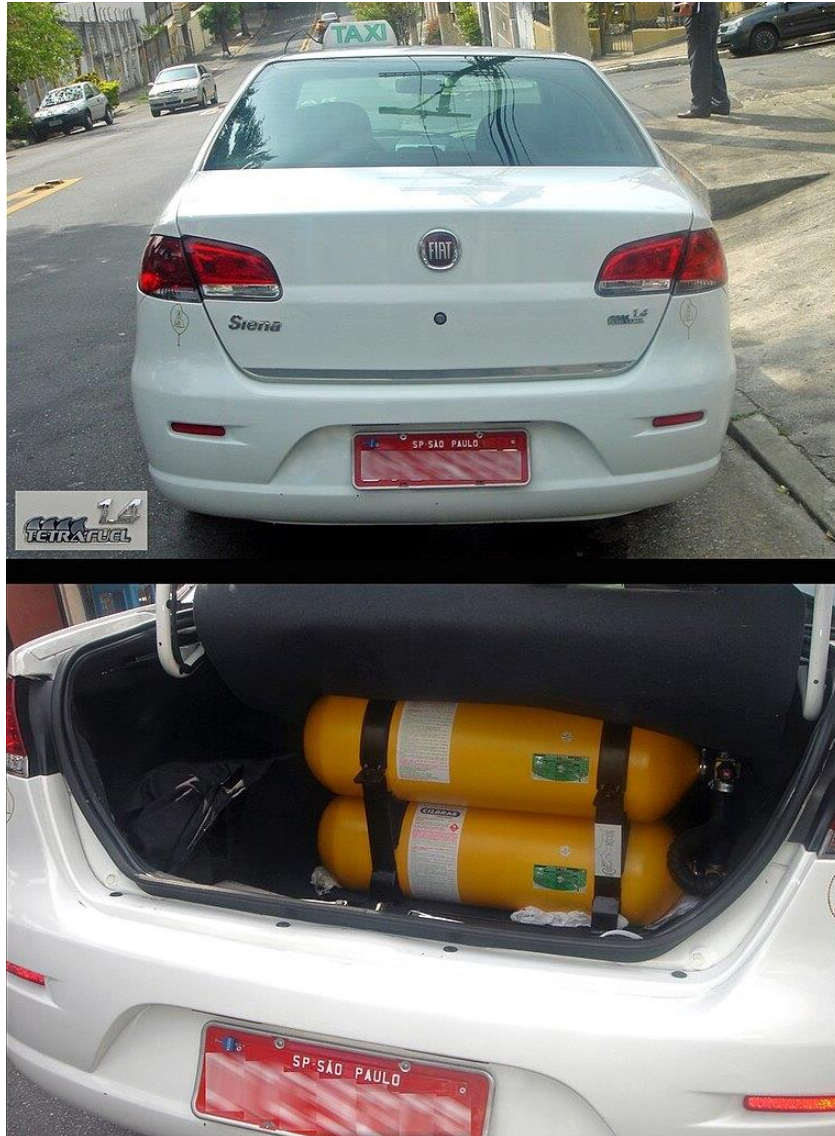


Рисунок 1.1 – Fiat Siena Tetrafuel 1.4 з балонами для СПГ в багажнику [4]

На ринку доступна значна кількість зразків газобалонного обладнання (ГБО) для переведення бензинового або дизельного ДВЗ на СВГ паливо, зокрема: з Італії (Lovato, Tomasetto, BRC), Польщі (STAG, Valtek), Франції (Guther), Нідерландів (Prins), Литви (Tamona) та ін. На карбюраторні автомобілі (вітчизняні та іноземні) можна встановлювати ГБО другого покоління. На інжекторні автомобілі з впускним колектором з металу – ГБО другого та

четвертого покоління, з пластиковим колектором (з 2001 року) – лише ГБО 4 [1]. В системах ГБО 5 і 6 поколінь коштують дорожче.

Більшість виробників ГБО для живлення СПГ – також з іноземних країн. Мінімальні ціни на встановлення метанового ГБО 3 чи 4 покоління в 1,5...2 рази вище, ніж ГБО для СВГ.

Кількість автозаправочних станцій для СПГ на порядок менша, ніж АЗС для СВГ, що певним чином обмежує поширення використання метану як палива.

1.2 Економічні доцільність газифікації ДВЗ на СПГ

Згідно до даних ДП «Укравтогаз» [4], які були оновлені до наявних середніх цін на паливо в Запорізькій області [5, 6], розраховано приклад витрати палива для автомобіля Mercedes-Benz Sprinter (див. табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Ціна 1 км пробігу Mercedes-Benz Sprinter на різних видах палива, з урахуванням цін на 15.10.2023 р.

Показник	Вид палива			
	Бензин А-95	Дизельне паливо	СВГ	СПГ
Витрата палива на 100 км пробігу, л	14	12	17	14
Ціна 1 л (*1м ³) палива, грн	55,69	55,73	26,18	44,88*
Ціна 1 км пробігу, грн	7,80	6,69	4,45	6,28

З отриманих значень видно, що вартість експлуатації автомобіля на СПГ на 19,5 % вигідніше, ніж на бензині, на 6,1 % вигідніше ніж на дизельному паливі, на 41,15 дорожче ніж на СВГ.

Головним фактором подорожчання СПГ в 2022–2023 рр. є зростання

вартості сировини – природного газу. Перемога України у війні з Росією та очікуване зниження цін на газ сприятиме зниженню вартості СПГ палива, що забезпечить економічну привабливість СПГ. До початку війни України перебувала на 9 місці в світі за кількістю газобалонних автомобілів, і 2-ю в Європі після Італії [2].

1.3 Особливості використання метанового палива

Завдяки своєму хімічному складу метан як паливо забезпечує практично нульовий рівень викидів твердих частинок, канцерогенних та інших неметанових вуглеводнів, а висока гомогенізація суміші забезпечує низький рівень викидів монооксиду вуглецю CO і незгорілих вуглеводнів CH [3].

Нижня межа займання метану значно більша, ніж у бензину (пари бензину можуть спалахнути при 170...250 °C, пропан – при 365...450 °C, метан – 536...600 °C [1]), що дозволяє реалізувати концепцію «бідного горіння», тобто роботу двигуна на бідних сумішах на більшості режимів (до $a \approx 2$). Це, у свою чергу, дозволяє досягти низького рівня викидів оксидів азоту NO_x, а також частково реалізувати переваги якісного регулювання потужності двигуна.

Основним компонентом природного газу (85...99 %, залежно від родовища) є метан (CH₄). Завдяки його молекулярній будові, метан газ має найнижче співвідношення атомів вуглецю до водню з усіх відомих на сьогодні моторних палив (C/H = 0,25), за винятком водню (C/H = 0). Як наслідок, двигун, що працює на природному газі, має в середньому на 20...25 % менші викиди вуглецевмісних шкідливих компонентів, у тому числі парникового вуглекислого газу CO₂, на 1 кВт/год виробленої енергії, ніж двигун, що працює на нафтовому паливі [3].

З цієї ж причини в газовому двигуні відсутні викиди високомолекулярних вуглеводнів (у тому числі канцерогенних поліароматичних), які є набагато токсичнішими за метан (наприклад, у багатьох стандартах на обмеження викидів токсичних компонентів з відпрацьованими газами окремо нормуються викиди неметанових вуглеводнів).

Газовий двигун працює тихіше в порівнянні з аналогічним за потужністю дизелем (в середньому на 10 дБ), тому конвертування дизелів в газові двигуни робить позитивний внесок у зменшення рівня шуму в містах.

Завдяки газоподібному стану палива, у газового двигуна відсутні проблеми гомогенізації паливно-повітряної суміші, властиві двигунам на рідких паливах. Це означає - повніше згоряння палива, значне зниження викидів CO, CH₄, практично відсутні викиди твердих частинок. Крім того, у газового двигуна менші викиди CH₄ при холодному запуску.

З цієї ж причини в газовому двигуні відсутня проблема розрідження моторного масла паливом, що стікає по стінках циліндра двигуна в масляний картер. Завдяки цьому при переведенні двигуна на газове паливо, ресурс пар тертя збільшується приблизно в 2 рази, збільшується пробіг автомобіля між замінами моторного масла приблизно в 2...3 рази [3].

З точки зору екологічної безпеки, зберігання та транспортування природного газу набагато безпечніше, ніж зберігання та транспортування рідких палив. Метан, основний компонент ЗПГ, набагато легший за повітря, тому, на відміну від рідких палив, при витоках з резервуарів і трубопроводів розчиняється в атмосфері, не забруднюючи ґрунт, водоймища та ґрунтові води.

Усвідомлюючи факти, наведені вище, уряди більшості держав у світі впроваджують програми розширення використання природного газу як палива для автомобільного транспорту [3].

Іншою проблемою, що перешкоджає конвертуванню бензинових та дизельних ДВЗ у газові, є зниження показників потужності ДВЗ внаслідок цієї процедури.

У газових двигунах СПГ на основі бензинових причиною цього явища є менша питома теплота згоряння газоповітряної суміші порівняно з бензоповітряною. У такому разі проблема вирішується відмовою від двопаливності (одночасне використання бензину та природного газу як палива з перемиканням між ними за потребою). Більше октанове число газу порівняно з бензином дозволяє підвищити величину стиснення на кілька одиниць і за рахунок цього компенсувати падіння потужності. Проблема холодного пуску газового двигуна з іскровим запаленням вирішується шляхом встановлення високоенергетичної системи запалювання [2, 3].

Газові двигуни СПГ з іскровим запалюванням на основі дизелів мають надлишковий запас міцності деталей, що сприймають навантаження від тиску газів у циліндрі, проте ці деталі, а також система охолодження базового дизеля, розраховані на менші термічні напруги. Внаслідок цього виникає проблема перегріву ДВЗ на режимах максимальних навантажень. Ця проблема вирішується реалізацією концепції «бідного горіння». Зниження потужності в такому разі компенсується використанням наддуву, а надійність займання суміші забезпечується застосуванням високоенергетичної системи запалювання.

Для обох типів двигунів вирішальний вплив на їх показники потужності, економічності та токсичності має раціональний вибір ступеня стиснення.

1.3 Технічні аспекти експлуатації ДВЗ на СПГ

Технічні вимоги до СПГ викладені в діючому ДСТУ ГОСТ 27577:2005 «ДСТУ ГОСТ 27577:2005 Газ природний паливний компримований для двигунів внутрішнього згоряння. Технічні умови» [7], зокрема:

- нижча об'ємна теплота згорання – не менше ніж 31,8 МДж/м³;
- відносна густина до повітря 0,55...0,70;
- октанове число (за розрахунковим методом) – не менше ніж 105;

– октанове число (за моторним методом) – не менше ніж 110;

В таблиці 1.2 наведено основні фізико-хімічні показники різних видів палив.

У численних літературних джерелах [1–4, 8–12] наявна значна кількість інформації щодо економічних витрат та прибутку внаслідок переобладнання бензинового чи дизельного ДВЗ на роботу на СПГ. Проте практично відсутні дані щодо впливу присадки метану до паливо-повітряної суміші на показники потужності ДВЗ.

В роботі [8] авторами розглянуто норми коригування витрати палива на автотранспортному підприємстві при використанні різних видів палива. Норма витрати газового палива визначається шляхом коригування розрахованої лінійної витрати рідкого палива (або норми рідкого палива на виконання транспортної роботи) із застосуванням перевідних коефіцієнтів [9]:

- бензин – СПГ – 1:1;
- бензин – СНГ – 1:1,25;
- дизпаливо – СПГ – 1:0,92.

Системами з паралельною інжекцією (бінарними) називають системи паливоподачі, за допомогою яких забезпечується одночасна подача двох палив, наприклад бензину і метану. Головними перевагами ДВЗ з бінарними системами паливоподачі є [12–14]:

- використання низькосортного бензину і навіть керосину;
- знижувати сумарну витрату палива (газ+бензин) на 10...12 % у порівнянні з роботою ДВЗ тільки на бензині;
- покращувати на 6...8 % показники потужності двигуна з одночасним зниженням жорсткості його роботи (при максимальному навантаженні двигуна не проявляється характерних ознак детонації);
- знижувати вміст шкідливих складових у відпрацьованих газах (СО – у 2...3 рази) та зменшувати їх температуру на 40...50 °С,

Таблиця 1.2 – Порівняльна характеристика фізико-хімічних показників палив [2, 15]

Показники	Входять до складу СНГ				СПГ	Бензин	Дизельне паливо
	Етан	Пропан	Бутан	Пентан			
Молекулярна маса, кг/кмоль	30,07	44,10	58,12	72,15	16,04	114,0	190,0
Температура займання при атмосферному тиску, °С	508...605	504	475...550	475...510	650	470...680	250
Температура кипіння при 760 мм рт. ст.	-88,6	-42,1	-0,5	36,1	-161,6	-	190...380
Октанове число (за моторним методом) / цетанове число*	125	120	93	64	105...107	76...86	40...55*
Нижча теплотдатність (при 15 °С і 760 мм рт. ст.), МДж/кг	47,0	45,7	45,4	45,1	48,8	43,9	42,5
Необхідна для згоряння кількість повітря, кг/кг	16,05	15,7	15,35	15,3	17,2	14,5	14,35
Межі займання (по об'єму), %:							
– нижній	3,2	2,4	1,9	1,4	5,3	1,5	0,6
– верхній	12,5	9,5	8,5	8,0	14,0	6,0	7,5
Коефіцієнт надлишку повітря α , який відповідає нижній (α_{\max}) і верхній (α_{\min}) межах займання:							
– α_{\max}	1,82	1,70	1,67	1,84	1,88	1,18	1,5
– α_{\min}	0,42	0,40	0,35	0,30	0,65	0,29	0,50

- збільшувати в 1,5 рази моторесурс,
- збільшувати термін заміни моторної оливи та термін заміни свічок запалювання.

Загалом, змішування газоподібних і рідких вуглеводнів у середині ХХ століття проводилося, в першу чергу, з метою збільшення потужності ДВЗ, зокрема в режимі короткочасних навантажень (затяжні підйоми, бездоріжжя тощо). Пізніше пропозиції щодо бінарних схем живлення сумішами рідких та газоподібних палив мали метою збільшення економічності та покращення екологічних показників роботи двигунів [14].

У 1984 р. опубліковано патент США № 4450821 з описом системи живлення двигунів внутрішнього згорання на газобензиновій суміші. Винахід спрямований на економію бензину шляхом заміщення бензину газоподібним паливом на різних режимах роботи двигуна, даний варіант системи живлення дозволяв знижувати витрати на паливо, але не досягалися оптимальні енергетичні показники, що негативно впливає на виконання транспортних робіт [16].

В 1988 р. опубліковано авторське свідоцтво СРСР № 1370279 співробітників Київського автомобільно-дорожнього інституту (О.І. Говорун, Ю. Ф. Гутаревич, О. Д. Клімпуш, В. А. Рубцов) «Двопаливна система живлення карбюраторного двигуна внутрішнього згорання». Винахід дозволяє скорочувати витрату рідкого палива шляхом заміни частини його газом. Безперечна перевага винаходу в тому, що у разі припинення надходження одного з палив, двигун автоматично переходить на однопаливну систему живлення, зберігаючи максимально можливі показники потужності на даному виді палива і оптимальний склад суміші [17].

В наш час бінарні системи живлення «бензин-СПГ» встановлюються на окремі моделі автомобілів одразу на заводі, зокрема: Fiat Siena Tetrafuel, Fiat Multipla 1.6 and 1.6 BluPower, Mercedes-Benz E200-NGT BiFuel, Lada Vesta CNG

1.4 Висновки за розділом

З проведеного аналізу літературних джерел встановлено, що використання метану як палива забезпечує економічну вигоду для власників автомобілів, забезпечується покращення екологічних властивостей ДВЗ. Проте встановлення ГБО на автомобіль вимагає більших початкових фінансових витрат, а також окремих незручностей в процесі експлуатації. Внаслідок значних розмірів та маси газових балонів, найбільш доцільно використання метану на автобусах та комерційних автомобілях.

Більша частина автомобільних ДВЗ оснащена системами ГБО, що дозволяють працювати тільки або бензині/дизельному паливі/ або на газі одночасно. Системи паливоподачі, в яких забезпечується можливість одночасної подачі як рідкого так і газового палива, більш складні, параметри їх роботи на різних режимах вивчені недостатньо.

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Технічна характеристика та особливості конструкції двигуна BMW N53B25

BMW N53 (див. рис. 2.1) – це рядний шестициліндровий атмосферний бензиновий двигун, модернізація двигуна N52. N53 – останній атмосферний рядний шестициліндровий двигун, вироблений BMW, завершуючи історію безперервного виробництва цієї конфігурації двигуна, починаючи з BMW M30 у 1968 році.

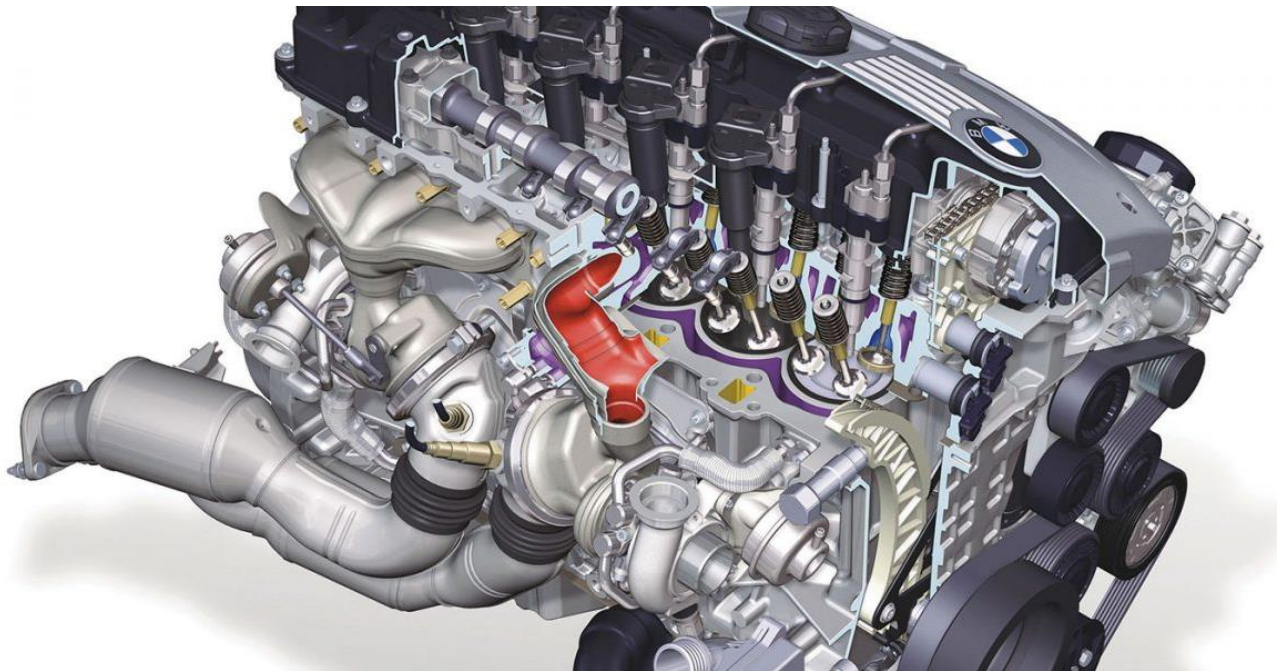
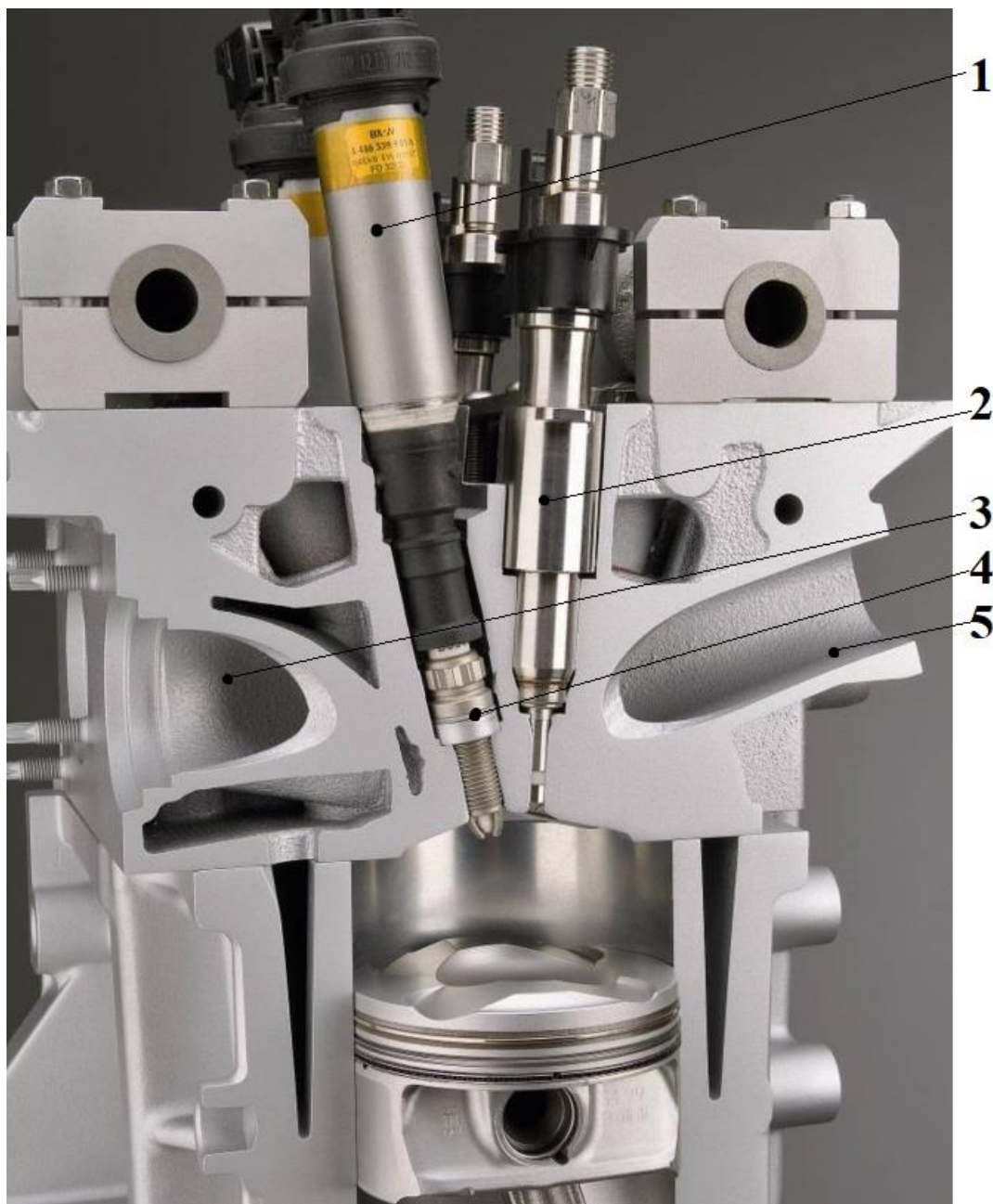


Рисунок 2.1 – Двигун BMW N53 у розрізі [18]

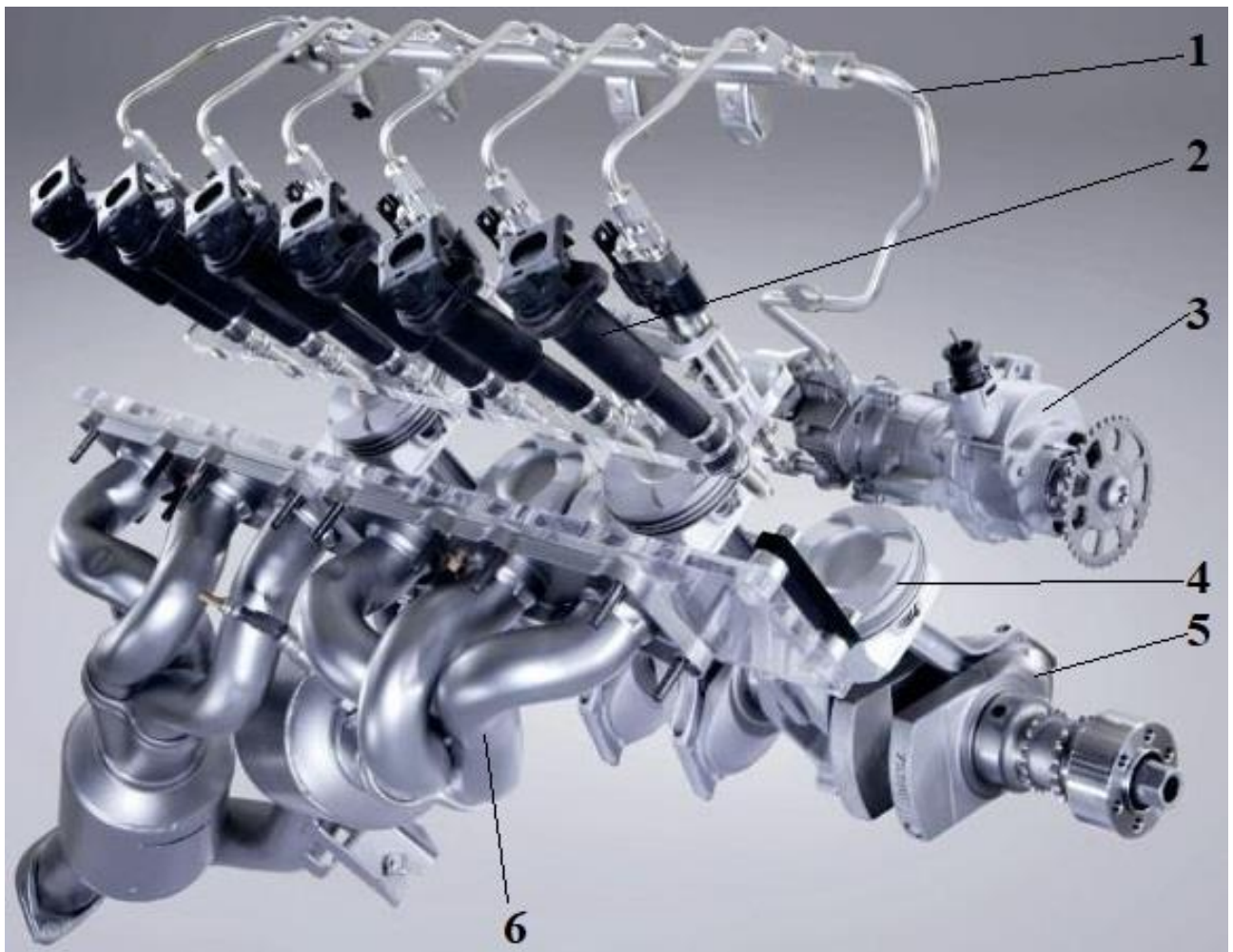
У порівнянні із своїм попередником N52, у якого паливоподача здійснювалась розподіленим впорскуванням у патрубки впускного колектора, у N53 використовується безпосереднє (пряме) впорскування в циліндр (див. рис. 2.2, 2.3). В системі прямого впорскування використовуються п'єзоелектричні паливні форсунки, які впорскують паливо в камеру згоряння, завдяки чому в циліндрі відбувається пошарове сумішоутворення, із збідненою сумішшю біля

стінок та збагаченою сумішшю в центрі. Завдяки цьому було збільшено ступінь стиснення до $\varepsilon = 12,0$ [19].



1 – наконечник катушки запалювання; 2 – паливна форсунка; 3 – впускний канал; 4 – свічка запалювання; 5 – випускний канал

Рисунок 2.2 – Привід механізму газорозподілу двигуна BMW N53 з системою «подвійний VANOS» [18]



1 – паливопровід; 2 – паливна форсунка; 3 – паливний насос високого тиску; 4 – поршень; 5 – кривошипно-шатунний механізм; 6 – випускні трубопроводи

Рисунок 2.3 – Елементи конструкції двигуна BMW [18]

Як і N52, в двигуні N53 є система зміни фаз газорозподілу на впускному та випускному розподільному валах (система «подвійний VANOS») (див. рис. 2.4) і блок циліндрів з алюміній-магнієвого сплаву. Головка циліндрів – з алюмінієвого сплаву. На відміну від N52, в N53 немає системи зміни висоти підйому клапана (Valvetronic) – через обмеження простору в головці блоку циліндрів.

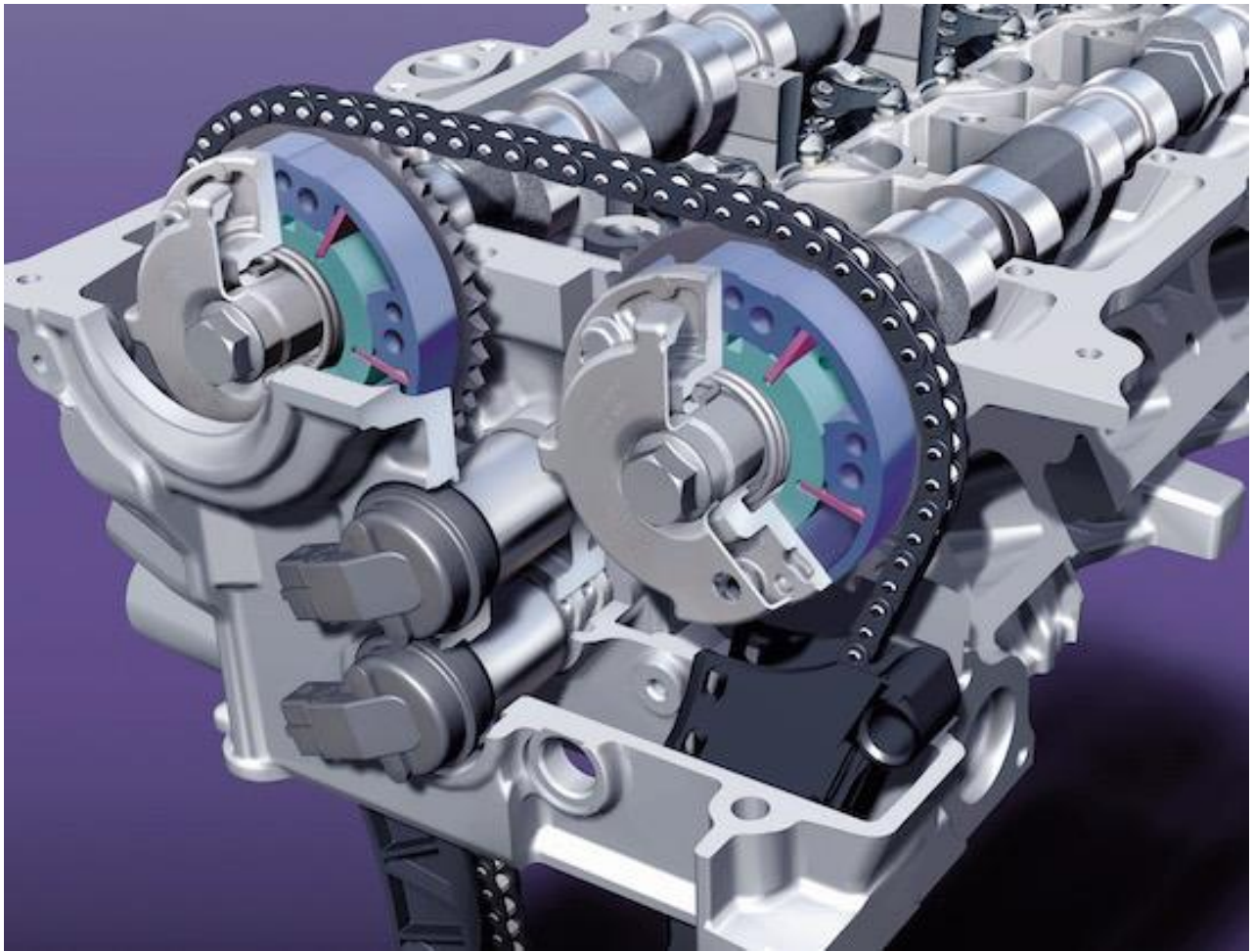


Рисунок 2.4 – Привід механізму газорозподілу двигуна BMW N53 з системою «подвійний VANOS» [18]

Діаметр циліндра 85 мм і хід поршня 88 мм – такі ж, як у N52. Кожен циліндр має катушку запалювання, як і в N52.

Двигун N53 має декілька модифікацій, що відрізняються діаметром циліндра та ходом поршня, параметрами паливоподачі. В якості прототипу для дослідження вибираємо модифікацію N53B25 потужністю 140 кВт. Двигуни N53B30 використовувались на автомобілях BMW 523i в кузові E60/E61 [19].

Основні технічні характеристики двигуна N53B25 наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Основні параметри двигуна BMW N53B25 [19, 20]

Технічні характеристики	Значення
Кількість циліндрів	6
Розташування циліндрів	рядне
Механізм газорозподілу	DOHC, з керуванням фазами газорозподілу, з гідрокомпенсаторами
Привід ГРМ	ланцюговий
Наддув	немає
Діаметр циліндра, мм	82
Хід поршня, мм	78,8
Робочий об'єм двигуна, см ³	2497
Ступінь стиснення	12
Кількість клапанів ГРМ	24
Система живлення	3 безпосереднім впорскуванням палива в циліндр
Система керування	Siemens MSD80
Номінальна потужність, к.с. (кВт)	190 (140)
Максимальний обертальний момент, Н·м	235
Частота обертання колінчатого валу при номінальній потужності, хв ⁻¹	6100
Частота обертанням відповідна максимальному крутному моменту, хв ⁻¹	3500...5000
Частота обертання колінчатого валу максимально допустима, хв ⁻¹	6500
Екологічний клас	Євро-5
Паливо	Бензин А-95
Моторна олива	5W-30
Кількість моторної оливи, л	6,5
Ресурс, км	275 000
Маса, кг	160
Витрата палива автомобілем, л/100 км:	
– міський цикл	10
– заміський цикл	5,7
– змішаний цикл	7,3
Витрата оливи на угар, л/1000 км	1

На основі тривалої експлуатації двигуна BMW N53 виявлено ряд недоліків, зокрема [19, 20]:

- 1) малий ресурс свічок запалювання (згідно до регламенту ТО,

необхідна заміна кожні 10 тис. км);

- 2) малий ресурс катушок запалювання (50 тис. км);
- 3) малий ресурс системи VANOS (50 тис. км);
- 4) малий ресурс паливних форсунок і паливного насосу високого тиску (50...100 тис. км) внаслідок поганої якості палива;
- 5) малий ресурс датчика кисню та каталізатора відпрацьованих газів при використанні неякісного палива;
- 6) велика витрата моторної оливи на угар;
- 7) схильність двигуна до перегріву.

Реалізація роботи двигуна на газовому паливі здатна частково або повністю усунути недоліки 1 і 7, оскільки робота ДВЗ на газу сприяє збільшенню ресурсу свічок запалювання та нормалізації теплового режиму двигуна.

2.2 Опис бінарної системи живлення двигуна

Систему живлення дослідного двигуна BMW N53B25 модифікуємо за прикладом дослідників [21] (див. рис. 2.5).

«Бензинова» частина системи живлення представляє собою штатну систему живлення із безпосереднім впорскуванням бензину в циліндр (див. рис. 2.3). «Газова» частина системи живлення: бак, трубопровід високого тиску 20 МПа (до газового редуктора), після редуктора – трубопровід низького тиску 0,3 МПа. Далі СПГ впорскується у патрубки впускного колектора.

Циклова подача кожного з видів палив задається тривалістю відкриття відповідних форсунок за результатом розрахунку в електронному блоці керування двигуном.

Керування часом подачі палива дозволяє забезпечувати точне сумішоутворення, що дає, як результат, покращення техніко-економічних

показників двигуна.

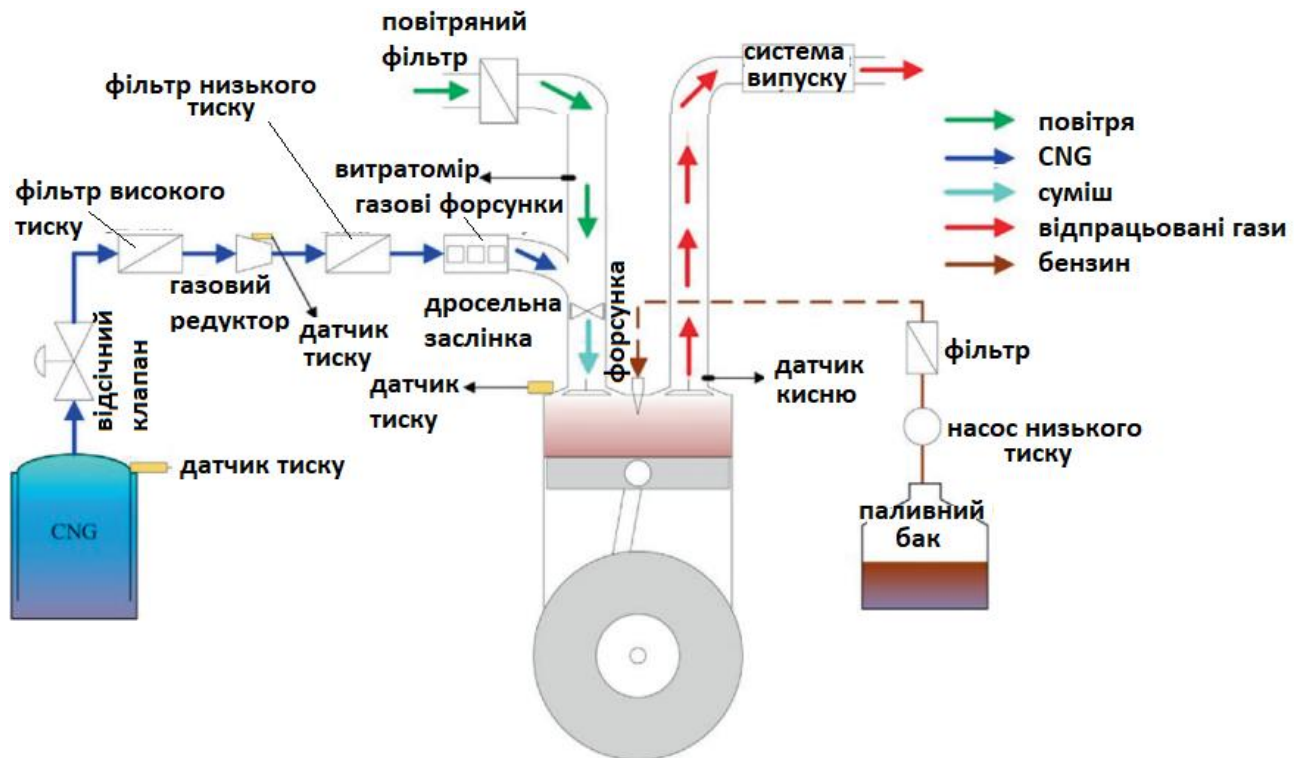


Рисунок 2.5 – Схема бінарної системи живлення з одночасною подачею бензину та СПГ

2.3 Дослідницькі режими

Бінарна система живлення, описана в розділі 2.2, дозволяє забезпечити паливоподачу з утворенням кінцевої паливної суміші в будь-яких пропорціях – від 100 % бензину і 0 % метану до 0 % бензину і 100 % метану. Для виявлення впливу присадки метану до паливо-повітряної суміші на енергоекономічні показники бензинового двигуна BMW N53B25 визначено наступні концентрації складових паливної суміші:

- 100 % метану і 0 % бензину;
- 75 % метану і 25 % бензину;
- 50 % метану і 50 % бензину;

- 25 % метану і 75 % бензину;
- 0 % метану і 100 % бензину.

2.4 Методика дослідження

Впливу присадки метану до паливо-повітряної суміші на енергоекономічні показники бензинового двигуна BMW N53B25 визначаємо за допомогою методики:

1) Розрахунок термодинамічного циклу двигуна при роботі на 100 % бензину на номінальному режимі роботи. Розрахунок виконуємо за допомогою комп'ютерної програми Engine Calculation згідно до рекомендацій [22]. Дана програма є комп'ютерною реалізацією фізико-математичної моделі професора Я. О. Єгорова другого рівня другої модифікації [23].

Підготовку даних до розрахунку та його результати виконано в розділі 3.

Перший етап роботи має на меті :

– розрахувати індикаторні показники двигуна – індикаторна робота L_i , середній індикаторний тиск p_i , індикаторний ККД η_i , питома індикаторна витрата палива g_i ;

– розрахувати ефективні показники двигуна – ефективна потужність N_e , середній ефективний тиск p_e , ефективний ККД η_e , питома ефективна витрата палива g_e ;

– співставленням отриманих значень N_e і p_e з початковими (паспортними) даними двигуна перевірити та довести правильність виконання розрахунку та правильність підбору параметрів циклу.

2) Розрахунки термодинамічного циклу двигуна при роботі на інших паливах (визначених в розділі 2.3) на номінальному режимі роботи – виконано в розділі 4.

3) Порівняння результатів отриманих в п.1, п. 2.

4) Розробка рекомендацій щодо оптимального складу паливної суміші.

2.5 Висновки за розділом

Представлена методика досліджень, заснована на порівнянні результатів теплового розрахунку двигуна BMW N53B25 з модифікованою системою живлення, при роботі на паливах різного складу, дозволяє визначити вплив присадки метану до паливо-повітряної суміші на енергоекономічні показники бензинового двигуна внутрішнього згорання тобто .

3 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА BMW N53B25 ПРИ РОБОТІ НА БЕНЗИНІ

Виконано тепловий розрахунок робочого циклу 4-тактного бензинового двигуна BMW N53B25 згідно до рекомендацій [22], за допомогою комп'ютерної програми Engine Calculation

3.1 Розрахунок початкових даних для комп'ютерної програми Engine Calculation

Згідно до технічних характеристик двигуна (див. розділ 2.1) приймаємо вихідні дані для розрахунку:

- число циліндрів $i = 6$;
- тактність – 4-тактний;
- розташування циліндрів – рядне;
- потужність $N_e = 140$ кВт;
- частота обертання валу $n = 6100$ хв⁻¹;
- тиск повітря $p_k = 101$ кПа;
- температура повітря $T_o = 290$ К;
- ступінь стиснення $\varepsilon = 12$;
- відношення ходу поршня до діаметра циліндра $S/D = 0,96$;
- паливо – бензин.

Теплота згорання палива (бензину) $H_{uT} = 44$ МДж/кг.

Показник процесу згорання вибираємо на основі рекомендацій за емпіричними даними, для бензинових ДВЗ $m_1 = 3,2...4,0$ [22]. Приймаємо $m_1 = 3,6$.

Діаметр циліндра $D = 0,082$ м.

Хід поршня $S = 0,0788$ м.

Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, і визначається за формулою

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{2} 0,082^2 = 0,00528 \text{ м}^2, \quad (3.1)$$

Радіус кривошипа $r_{\text{к}}$

$$r_{\text{к}} = \frac{S}{2} = \frac{0,0788}{2} = 0,0394 \text{ м}. \quad (3.2)$$

Приймаємо відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_{\text{к}} = r_{\text{к}}/L_{\text{ш}} = 0,28$. Тоді довжина шатуна

$$L_{\text{ш}} = r_{\text{к}} / \lambda_{\text{к}} = 0,0394 / 0,28 = 0,141 \text{ м}. \quad (3.3)$$

Площа теплообміну поршня $F_{\text{п}}'$ залежить від конфігурації днища. Для бензинових ДВЗ $F_{\text{п}}' = (1,0 \dots 1,1) \cdot F_{\text{п}}$. Поршень двигуна BMW N53B25 має виточки для тарілок 4-х клапанів, тому

$$F_{\text{п}}' = 1,1 \cdot F_{\text{п}} = 1,05 \cdot 0,00528 = 0,00581 \text{ м}^2. \quad (3.4)$$

Площа теплообміну кришки $F_{\text{к}}$ залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ $F_{\text{к}} = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_{\text{п}}$. Камера стиснення двигуна BMW N53B25 шатровидної форми, тому

$$F_{\text{к}} = 1,15 \cdot F_{\text{п}} = 1,15 \cdot 0,00528 = 0,00607 \text{ м}^2. \quad (3.5)$$

Об'єм камери стиснення розраховуємо за формулою

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}, \quad (3.6)$$

$$V_c = \frac{3,14}{2} 0,082^2 \cdot 0,0394 \cdot \frac{1}{12 - 1} = 37,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Двигун атмосферний, тому $p_k = p_o = 0,101$ МПа, температура повітря на вході в двигун $T_k = T_o = 290$ К.

Кут початку згорання φ_c у бензинових ДВЗ залежить від кута випередження запалювання $\Delta\varphi_{оп}$. Двигун BMW N53B25 високообертовий, тому приймаємо $\Delta\varphi_{оп} = 32^\circ$ ПКВ, тоді

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 32 = 328^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.7)$$

де $\Delta\varphi_{оп}$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання.

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

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 328 + 60 = 388^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.8)$$

де $\Delta\varphi_{сг} = 40 \dots 60^\circ$ – для бензинових ДВЗ [22].

Кутова швидкість обертання кривошипа визначається від частоти обертання колінчатого валу n

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 6100}{60} = 638,5 \text{ с}^{-1}. \quad (3.9)$$

Коефіцієнт надлишку повітря для двигуна, що працює на номінальному режимі, приймаємо $\alpha = 0,92$.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,000416 \cdot 1,214 \cdot 0,787 = 0,397 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}, \quad (3.10)$$

де ρ_k – щільність заряду на вході в циліндр

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101000}{287 \cdot 290} = 1,214 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.11)$$

η_v – коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \quad (3.12)$$

$$\eta_v = \frac{12}{12 - 1} \cdot \frac{101000 - 10100}{101000} \cdot \frac{290}{290 + 12 + 0,06 \cdot 1000} = 0,787;$$

$\Delta p_{\text{вп}}$ – втрата тиску на впуску

$$\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,1 \cdot 101000 = 10100 \text{ Па}; \quad (3.13)$$

$\Delta T = 12 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску для бензинових ДВЗ;

$\gamma = 0,06$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = 1000 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{0,397 \cdot 10^{-3}}{0,92 \cdot 14,96} = 28,84 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}. \quad (3.14)$$

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки,

клапанів, циліндра). У двигуна BMW N53B25 блок циліндрів, головка циліндрів та поршень виготовлені з алюмінієвих сплавів, тому приймаємо $T_w = 450 \text{ K}$.

Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 101000 - 10100 = 90900 \text{ Па.} \quad (3.15)$$

Початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r), \quad (3.16)$$

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,06} (290 + 12 + 0,06 \cdot 1000) = 341,5 \text{ K.}$$

Початкова маса робочого тіла в циліндрі

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вп}} = (1 + 0,06) \cdot 0,397 \cdot 10^{-3} = 0,4208 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл.} \quad (3.17)$$

Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{12}{12 - 1} \cdot 0,000416 = 0,4537 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (3.18)$$

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

$$P_a V_a = R m_a T_a, \quad (3.19)$$

$$90900 \cdot 0,4537 \cdot 10^{-3} = 287 \cdot 0,4208 \cdot 10^{-3} \cdot 341,5,$$

$$41,2413 = 41,2428.$$

Похибка розрахунку за рівнянням стану складає 0,004 %, що свідчить про правильність розрахунку початкових параметрів термодинамічного циклу двигуна.

Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються.

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = [m'_п + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_{ш}] \cdot F_{п}, \quad (3.20)$$

$$m_A = (85 + 0,25 \cdot 110) \cdot 0,00528 = 0,594 \text{ кг},$$

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

Величини приведеної маси $m'_п = 85 \text{ кг/м}^2$ і $m'_{ш} = 110 \text{ кг/м}^2$ визначаємо на основі даних двигуна.

За розрахованими даними заповнюємо таблицю 3.1.

3.2 Контрольні параметри та індикаторні показники двигуна

Проведено розрахунок циклу двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі при роботі на бензині в комп'ютерній програмі Engine Calculation, результати розрахунку представлено у вигляді протоколу (див. табл. 3.2). З метою скорочення обсягу протокол подано з кроком запису 10° ПКВ від $\varphi = 180^\circ$ ПКВ до $\varphi = 540^\circ$ ПКВ.

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах φ повороту кривошипа колінчатого валу (ПКВ).

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку циклу двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі при роботі на бензині

Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
Тип двигуна		
1. Теплота згорання палива	44000000	$H_{\text{ут}}$, Дж/кг
2. Показник процесу згорання	3,6	m_1
Конструктивні дані		
3. Кількість циліндрів	6	i
4. Рядний (1); V-подібний (0)	1	–
5. Діаметр циліндра	0,082	D , м
6. Площа поршня	0,00528	$F_{\text{п}}$, м ²
7. Радіус кривошипа	0,0394	$r_{\text{к}}$, м
8. Відношення $\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}}$	0,28	$\lambda_{\text{к}}$
9. Площа теплообміну поршня	0,00581	$F_{\text{п}}'$, м ²
10. Площа теплообміну кришки	0,00607	$F_{\text{к}}$, м ²
11. Об'єм камери стиснення	$37,8 \cdot 10^{-6}$	$V_{\text{с}}$, м ³
Наддув		
12. Тиск наддуву	101000	$p_{\text{к}}$, Па
13. Температура повітря	293	$T_{\text{к}}$, К
Регульовальні дані		
14. Кут початку згорання	328	$\varphi_{\text{с}}$, град.
15. Кут кінця згорання	388	$\varphi_{\text{з}}$, град.
Режимні дані		
16. Кутова швидкість валу	638,5	ω , рад/с
17. Коефіцієнт надлишку повітря	0,92	α
18. Циклова подача палива	$28,84 \cdot 10^{-6}$	$\Delta m_{\text{тп}}$, кг/цикл
19. Середня температура стінок	450	T_{w} , К
Початкові умови		
20. Тиск	90900	$p_{\text{а}}$, Па
21. Температура	341,5	$T_{\text{а}}$, К
22. Маса робочого тіла	$0,4208 \cdot 10^{-3}$	$m_{\text{а}}$, кг/цикл
23. Об'єм робочої порожнини	$0,4537 \cdot 10^{-3}$	$V_{\text{а}}$, м ³
Дані до динамічного розрахунку		
24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,594	$m_{\text{А}}$, кг

Розрахував магістрант

Олександр ГВОЗДИК

Перевірив керівник

Віра СЛИНЬКО

Таблиця 3.2 – Протокол теплового розрахунку двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі при роботі на бензині

φ , °ПКВ	p , кПа	T , К	$m \cdot 10^3$, кг	$V \cdot 10^3$, м ³
180	88 030,0	341,5	0,4210	0,4539
190	88 761,4	342,6	0,4210	0,4516
200	90 792,7	345,2	0,4210	0,4447
210	94 281,5	349,2	0,4210	0,4333
220	99 511,7	354,9	0,4210	0,4172
230	106 934,5	362,6	0,4210	0,3966
240	117 240,4	372,5	0,4210	0,3717
250	131 483,0	385,2	0,4210	0,3427
260	151 291,8	401,2	0,4210	0,3102
270	179 247,4	421,3	0,4210	0,2750
280	219 559,0	446,6	0,4210	0,2380
290	279 316,6	478,5	0,4210	0,2004
300	370 843,2	518,8	0,4210	0,1637
310	516 033,7	569,9	0,4210	0,1292
320	753 467,7	634,4	0,4210	0,0985
330	1 144 474,9	713,7	0,4210	0,0730
340	1 788 820,0	821,7	0,4210	0,0538
350	3 236 741,6	1 151,9	0,4230	0,0418
360	6 690 383,3	2 113,0	0,4310	0,0378
370	8 940 374,8	3 039,8	0,4430	0,0418
380	7 557 262,8	3 254,7	0,4490	0,0538
390	5 066 122,3	2 956,8	0,4500	0,0730
400	3 368 704,1	2 654,8	0,4500	0,0985
410	2 332 947,5	2 411,5	0,4500	0,1292
420	1 693 944,4	2 217,9	0,4500	0,1637
430	1 287 119,0	2 063,6	0,4500	0,2004
440	1 018 891,0	1 939,7	0,4500	0,2380
450	836 244,8	1 839,5	0,4500	0,2750
460	708 427,7	1 758,1	0,4500	0,3102
470	617 026,3	1 691,7	0,4500	0,3427
480	550 653,8	1 637,5	0,4500	0,3717
490	502 059,1	1 593,2	0,4500	0,3966
500	466 512,9	1 557,2	0,4500	0,4172
510	440 884,1	1 528,3	0,4500	0,4333
520	423 099,6	1 505,4	0,4500	0,4447
530	411 824,7	1 487,9	0,4500	0,4516
540	400 688,8	1 476,3	0,4500	0,4539

В результаті розрахунку циклу двигуна визначено основні циклові індикаторні показники:

- індикаторна робота $L_i = 581,88$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1,3985$ МПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,5167$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 178,4$ г/(кВт·год).

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна, є тиск і температура робочого тіла. З протоколу теплового розрахунку визначаємо:

- максимальний тиск за цикл $p_{\max} = 8,966$ МПа (при 371° ПКВ);
- максимальна температура за цикл $T_{\max} = 3279,7$ К (при 377° ПКВ).

Ці величини не перевищують максимально допустимі для бензинових ДВЗ $p_{\text{доп}} = 8 \dots 10$ МПа і $T_{\text{доп}} = 3000 \dots 3300$ К [22], тобто на номінальному режимі забезпечується надійна тривала робота двигуна BMW N53B25.

За результатами розрахунку циклу двигуна на номінальному режимі будуємо згорнуту індикаторну діаграму $p(V)$, $T(V)$, $m(V)$ (рисунок 3.1).

3.3 Ефективні показники двигуна

Ефективна питома витрата палива

$$g_e = g_i / \eta_m = 178,4 / 0,8 = 223,0 \text{ г/(кВт·год)}, \quad (3.21)$$

де $\eta_m = 0,8$ – прийнятий механічний ККД двигуна.

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,3985 \cdot 0,8 = 1,119 \text{ МПа}. \quad (3.22)$$

$p, \text{кПа}$

$m \cdot 10^6,$

$T, \text{К}$

кг

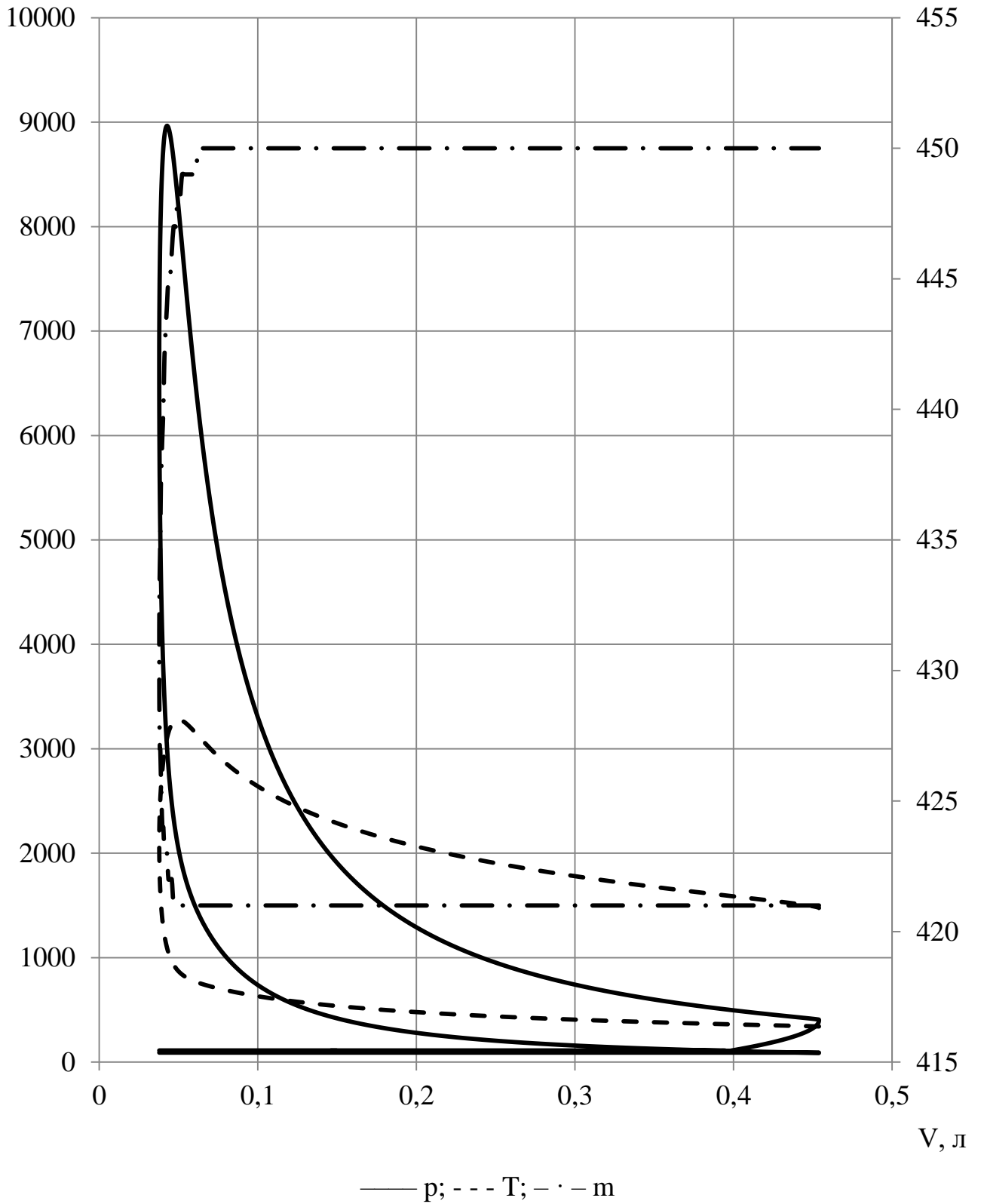


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма тиску $p(V)$, температури $T(V)$, маси $m(V)$ в циліндрі двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі при роботі на бензині

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,5167 \cdot 0,8 = 0,413. \quad (3.23)$$

Контрольною величиною для оцінки результатів теплового розрахунку двигуна є ефективна потужність двигуна, яка розраховується двома способами – за формулами (3.24) та (3.25):

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 6 \cdot 581,88 \cdot \frac{6100}{2 \cdot 60} \cdot 0,8 = 141,98 \text{ кВт}, \quad (3.24)$$

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} = 6 \cdot 0,000416 \cdot 1,119 \cdot \frac{6100}{2 \cdot 60} = 141,93 \text{ кВт}. \quad (3.25)$$

Розраховані похибки складають: за ефективною потужністю 1,4 %, за середнім ефективним тиском 1,7 % (у порівнянні з вихідними даними до розрахунку).

3.4 Висновки за розділом

Розраховані індикаторні показники двигуна BMW N53B25 відповідають відповідним показникам ДВЗ аналогічних конструкцій, а також вимогам рекомендацій [22]. Розраховані ефективні показники двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі при роботі на бензині: ефективна потужність $N_e = 141,98$ кВт; ефективна питома витрата палива $g_e = 223,0$ г/(кВт·год); середній ефективний тиск $p_e = 1,119$ МПа; ефективний ККД $\eta_e = 0,413$. Розраховані ефективні показники двигуна відрізняються від вихідних величин не більше, ніж на 1,7 %, що свідчить про правильність виконаного теплового розрахунку.

4 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА BMW N53B25 ПРИ РОБОТІ НА МЕТАНІ ТА СУМІШАХ «БЕНЗИН-МЕТАН»

4.1 Властивості суміші палив бензин-метан

Двигун BMW N53B25 з бінарною системою паливоподачі, виконаною за схемою, наведеній в розділі 2.2, може працювати при паливних сумішах – від 100 % бензину і 0 % метану до 0 % бензину і 100 % метану.

Для дослідження приймаємо варіативну складову – співвідношення палив в паливо-повітряній суміші, що потрапляє в камеру згорання.

- 100 % метану і 0 % бензину;
- 75 % метану і 25 % бензину;
- 50 % метану і 50 % бензину;
- 25 % метану і 75 % бензину;
- 0 % метану і 100 % бензину.

Складаємо таблицю даних (див. табл. 4.1), які впливають на початкові параметри термодинамічного циклу двигуна, що працює на бензині і метані. Числові значення беремо з довідкових даних (див. табл. 1.2).

Оскільки властивості палив підлягають закону аддитивності, проміжні значення паливної суміші «бензин-метан» знаходимо лінійною інтерполяцією, розраховані значення заносимо до таблиці 4.1. Отримані результати у вигляді лінійних характеристик $H_u, \ell_o = f(\text{склад палива})$ представлено на рисунку 4.1.

Таблиця 4.1 – Характеристика палива

Параметр	Значення				
	0	25	50	75	100
Вміст метану, %	0	25	50	75	100
Вміст бензину, %	100	75	50	25	0
H_u , МДж/кг	44,0	45,2	46,4	47,6	48,8
ℓ_o , кг/кг	14,96	15,52	16,08	16,64	17,2
$\Delta m_{\text{ци}} \cdot 10^6$, кг/цикл	28,84	27,80	26,84	25,93	25,09

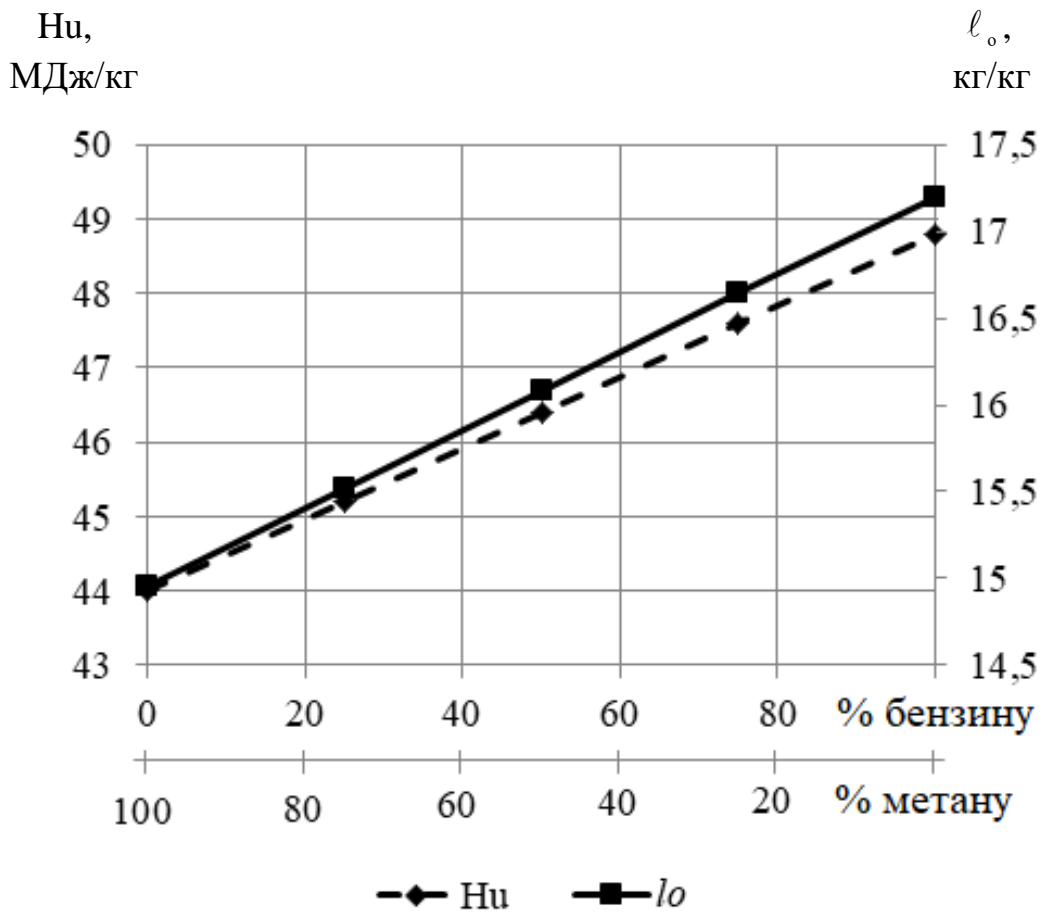


Рисунок 4.1 – Властивості суміші палив «бензин-метан»

4.2 Результати теплового розрахунку

Повторюємо розрахунок початкових даних для розрахунку параметрів циклу двигуна BMW N53B25 (див. розділ 3), що працює на 100% метану та на сумішах «бензин-метан», в комп'ютерній програмі Engine Calculation.

Більшість величин залишаються незмінними, окрім:

- нижча теплота згорання палива H_u
- необхідна кількість повітря l_0 ;
- циклова масова подача палива $\Delta m_{ци}$.

Перші дві величини представлено в таблиці 4.1, останню – перераховуємо за формулою (3.14) та заносимо до таблиці 4.1.

Виконуємо розрахунок циклу двигуна в програмі Engine Calculation, використовуючи дані таблиць 3.1 та 4.1. Отримано індикаторні показники двигуна: індикаторна робота L_i , середній індикаторний тиск p_i , індикаторний ККД η_i , питома індикаторна витрата палива g_i (див. табл. 4.2); протоколи теплового розрахунку (див. таблиці 4.4–4.8).

Таблиця 4.2 – Індикаторні показники двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі

Параметр	Значення				
	0	25	50	75	100
Вміст метану, %	0	25	50	75	100
Вміст бензину, %	100	75	50	25	0
L_i , Дж/цикл	581,88	578,27	575,05	571,77	568,92
p_i , МПа	1,3985	1,3899	1,3821	1,3742	1,3674
η_i	0,5167	0,5168	0,5169	0,5170	0,5171
g_i , г/(кВт·год)	178,4	173,1	168,0	163,3	158,8

З повних протоколів теплового розрахунку (при $\phi = 1^\circ$ ПКВ) визначаємо максимальний тиск p_{\max} та максимальну температуру за цикл T_{\max} (див. табл. 4.3).

Таблиця 4.3 – Максимальний тиск p_{\max} та температура T_{\max} за цикл

Параметр	Значення				
	0	25	50	75	100
Вміст метану, %	0	25	50	75	100
Вміст бензину, %	100	75	50	25	0
p_{\max} , МПа	8,966	8,923	8,886	8,847	8,813
T_{\max} , К	3279,7	3270,7	3563,0	3254,5	3247,5

Таблиця 4.4 – Протокол теплового розрахунку бензинового двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі при роботі на 25 % метані

φ , °ПКВ	p , кПа	T , К	$m \cdot 10^3$, кг	$V \cdot 10^3$, м ³
180	88 030,0	341,5	0,4210	0,4539
190	88 761,4	342,6	0,4210	0,4516
200	90 792,7	345,2	0,4210	0,4447
210	94 281,5	349,2	0,4210	0,4333
220	99 511,7	354,9	0,4210	0,4172
230	106 934,5	362,6	0,4210	0,3966
240	117 240,4	372,5	0,4210	0,3717
250	131 483,0	385,2	0,4210	0,3427
260	151 291,8	401,2	0,4210	0,3102
270	179 247,4	421,3	0,4210	0,2750
280	219 559,0	446,6	0,4210	0,2380
290	279 316,6	478,5	0,4210	0,2004
300	370 843,2	518,8	0,4210	0,1637
310	516 033,7	569,9	0,4210	0,1292
320	753 467,7	634,4	0,4210	0,0985
330	1 144 474,8	713,7	0,4210	0,0730
340	1 788 554,8	821,6	0,4210	0,0538
350	3 231 757,4	1 150,3	0,4230	0,0418
360	6 665 284,0	2 106,8	0,4300	0,0378
370	8 898 404,0	3 030,9	0,4420	0,0418
380	7 519 919,0	3 246,0	0,4480	0,0538
390	5 041 155,5	2 949,1	0,4490	0,0730
400	3 352 217,5	2 647,9	0,4490	0,0985
410	2 321 598,3	2 405,3	0,4490	0,1292
420	1 685 747,8	2 212,3	0,4490	0,1637
430	1 280 921,5	2 058,4	0,4490	0,2004
440	1 014 007,4	1 934,9	0,4490	0,2380
450	832 254,0	1 835,0	0,4490	0,2750
460	705 060,9	1 753,8	0,4490	0,3102
470	614 105,6	1 687,6	0,4490	0,3427
480	548 057,3	1 633,5	0,4490	0,3717
490	499 700,6	1 589,4	0,4490	0,3966
500	464 329,3	1 553,5	0,4490	0,4172
510	438 827,8	1 524,7	0,4490	0,4333
520	421 133,1	1 501,9	0,4490	0,4447
530	409 917,1	1 484,4	0,4490	0,4516
540	398 848,7	1 472,9	0,4490	0,4539

Таблиця 4.5 – Протокол теплового розрахунку бензинового двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі при роботі на 50 % метані

φ , °ПКВ	p , кПа	T , К	$m \cdot 10^3$, кг	$V \cdot 10^3$, м ³
180	88 030,0	341,5	0,4210	0,4539
190	88 761,4	342,6	0,4210	0,4516
200	90 792,7	345,2	0,4210	0,4447
210	94 281,5	349,2	0,4210	0,4333
220	99 511,7	354,9	0,4210	0,4172
230	106 934,5	362,6	0,4210	0,3966
240	117 240,4	372,5	0,4210	0,3717
250	131 483,0	385,2	0,4210	0,3427
260	151 291,8	401,2	0,4210	0,3102
270	179 247,4	421,3	0,4210	0,2750
280	219 559,0	446,6	0,4210	0,2380
290	279 316,6	478,5	0,4210	0,2004
300	370 843,2	518,8	0,4210	0,1637
310	516 033,7	569,9	0,4210	0,1292
320	753 467,7	634,4	0,4210	0,0985
330	1 144 474,7	713,7	0,4210	0,0730
340	1 788 319,6	821,5	0,4210	0,0538
350	3 227 336,2	1 148,9	0,4230	0,0418
360	6 643 014,3	2 101,3	0,4300	0,0378
370	8 861 152,4	3 023,2	0,4410	0,0418
380	7 486 758,2	3 238,5	0,4470	0,0538
390	5 018 971,7	2 942,4	0,4480	0,0730
400	3 337 560,7	2 642,0	0,4480	0,0985
410	2 311 504,1	2 400,0	0,4480	0,1292
420	1 678 454,7	2 207,5	0,4480	0,1637
430	1 275 405,0	2 053,9	0,4480	0,2004
440	1 009 659,0	1 930,7	0,4480	0,2380
450	828 699,4	1 831,1	0,4480	0,2750
460	702 061,2	1 750,1	0,4480	0,3102
470	611 502,5	1 684,1	0,4480	0,3427
480	545 742,6	1 630,1	0,4480	0,3717
490	497 597,4	1 586,1	0,4480	0,3966
500	462 381,6	1 550,3	0,4480	0,4172
510	436 993,2	1 521,5	0,4480	0,4333
520	419 378,2	1 498,8	0,4480	0,4447
530	408 214,4	1 481,4	0,4480	0,4516
540	397 205,9	1 469,9	0,4480	0,4539

Таблиця 4.6 – Протокол теплового розрахунку бензинового двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі при роботі на 75 % метані

φ, °ПКВ	p, кПа	T, К	m·10 ³ , кг	V·10 ³ , м ³
180	88 030,0	341,5	0,4210	0,4539
190	88 761,4	342,6	0,4210	0,4516
200	90 792,7	345,2	0,4210	0,4447
210	94 281,5	349,2	0,4210	0,4333
220	99 511,7	354,9	0,4210	0,4172
230	106 934,5	362,6	0,4210	0,3966
240	117 240,4	372,5	0,4210	0,3717
250	131 483,0	385,2	0,4210	0,3427
260	151 291,8	401,2	0,4210	0,3102
270	179 247,4	421,3	0,4210	0,2750
280	219 559,0	446,6	0,4210	0,2380
290	279 316,6	478,5	0,4210	0,2004
300	370 843,2	518,8	0,4210	0,1637
310	516 033,7	569,9	0,4210	0,1292
320	753 467,7	634,4	0,4210	0,0985
330	1 144 474,6	713,7	0,4210	0,0730
340	1 788 078,2	821,4	0,4210	0,0538
350	3 222 798,5	1 147,5	0,4230	0,0418
360	6 620 171,0	2 095,6	0,4300	0,0378
370	8 822 962,4	3 014,9	0,4400	0,0418
380	7 452 792,0	3 230,2	0,4460	0,0538
390	4 996 275,8	2 935,0	0,4470	0,0730
400	3 322 581,3	2 635,5	0,4470	0,0985
410	2 301 196,9	2 394,2	0,4470	0,1292
420	1 671 013,5	2 202,2	0,4470	0,1637
430	1 269 780,6	2 049,0	0,4470	0,2004
440	1 005 228,5	1 926,1	0,4470	0,2380
450	825 080,0	1 826,8	0,4470	0,2750
460	699 008,5	1 746,1	0,4470	0,3102
470	608 855,0	1 680,2	0,4470	0,3427
480	543 389,6	1 626,4	0,4470	0,3717
490	495 460,6	1 582,5	0,4470	0,3966
500	460 403,8	1 546,8	0,4470	0,4172
510	435 131,1	1 518,1	0,4470	0,4333
520	417 597,8	1 495,5	0,4470	0,4447
530	406 487,7	1 478,1	0,4470	0,4516
540	395 540,7	1 466,7	0,4470	0,4539

Таблиця 4.7 – Протокол теплового розрахунку бензинового двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі при роботі на 100 % метані

φ , °ПКВ	p , кПа	T , К	$m \cdot 10^3$, кг	$V \cdot 10^3$, м ³
180	88 030,0	341,5	0,4210	0,4539
190	88 761,4	342,6	0,4210	0,4516
200	90 792,7	345,2	0,4210	0,4447
210	94 281,5	349,2	0,4210	0,4333
220	99 511,7	354,9	0,4210	0,4172
230	106 934,5	362,6	0,4210	0,3966
240	117 240,4	372,5	0,4210	0,3717
250	131 483,0	385,2	0,4210	0,3427
260	151 291,8	401,2	0,4210	0,3102
270	179 247,4	421,3	0,4210	0,2750
280	219 559,0	446,6	0,4210	0,2380
290	279 316,6	478,5	0,4210	0,2004
300	370 843,2	518,8	0,4210	0,1637
310	516 033,7	569,9	0,4210	0,1292
320	753 467,7	634,4	0,4210	0,0985
330	1 144 474,6	713,7	0,4210	0,0730
340	1 787 869,1	821,3	0,4210	0,0538
350	3 218 868,6	1 146,2	0,4230	0,0418
360	6 600 378,6	2 090,7	0,4290	0,0378
370	8 789 856,7	3 007,9	0,4400	0,0418
380	7 423 326,0	3 223,3	0,4450	0,0538
390	4 976 568,2	2 929,0	0,4460	0,0730
400	3 309 563,2	2 630,1	0,4460	0,0985
410	2 292 232,9	2 389,3	0,4460	0,1292
420	1 664 538,0	2 197,8	0,4460	0,1637
430	1 264 883,2	2 045,0	0,4460	0,2004
440	1 001 368,6	1 922,4	0,4460	0,2380
450	821 925,1	1 823,2	0,4460	0,2750
460	696 346,4	1 742,7	0,4460	0,3102
470	606 545,2	1 677,0	0,4460	0,3427
480	541 335,8	1 623,3	0,4460	0,3717
490	493 594,8	1 579,5	0,4460	0,3966
500	458 676,1	1 543,9	0,4460	0,4172
510	433 503,9	1 515,3	0,4460	0,4333
520	416 041,4	1 492,7	0,4460	0,4447
530	404 977,7	1 475,4	0,4460	0,4516
540	394 084,0	1 464,0	0,4460	0,4539

4.3 Ефективні та експлуатаційні показники двигуна

За допомогою формул (3.21–3.24) розраховуємо ефективні показники роботи двигуна – ефективна питома витрата палива g_e , середній ефективний тиск p_e , ефективна потужність двигуна N_e , ефективний ККД η_e , результати заносимо до таблиці 4.8.

Таблиця 4.8 – Ефективні показники двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі

Параметр	Значення				
	0	25	50	75	100
Вміст метану, %	0	25	50	75	100
Вміст бензину, %	100	75	50	25	0
N_e , кВт	141,98	141,10	140,31	139,51	138,82
p_e , МПа	1,119	1,112	1,106	1,099	1,094
η_e	0,413	0,413	0,414	0,414	0,414
g_e , г/(кВт·год)	223,0	216,4	210,0	204,1	198,5
G_{II} , кг/год	31,66	30,53	29,47	28,47	27,56

Для використання отриманих результатів в якості порівняльних даних розраховуємо величину годинної витрати палива на номінальному режимі

$$G_{II} = N_e \cdot g_e, \quad (4.1)$$

$$G_{II \text{ бензин}} = 141,98 \cdot 223,0 = 31,66 \text{ кг/год};$$

$$G_{II \text{ метан}} = 138,82 \cdot 198,5 = 27,56 \text{ кг/год}.$$

4.4 Висновки за розділом

За результатами виконаного розрахунку термодинамічного циклу бензинового двигуна BMW N53B25, оснащеного бінарною системою живлення,

яка дозволяє впорскувати паливо СПГ, встановлено, що заміщення 25 % бензину СПГ призводить до наступної зміни показників двигуна:

- ефективна питома витрата палива g_e зменшується в середньому на 2,87 %;
- середній ефективний тиск p_e зменшується в середньому на 0,56 %;
- ефективна потужність двигуна N_e зменшується в середньому на 0,56 %;
- ефективний ККД η_e залишається практично незмінним;
- годинна витрата палива $G_{\text{п}}$ зменшується в середньому на 3,41 %.

При повному переході паливоподачі двигуна BMW N53B25 з бензину на метан:

- ефективна питома витрата палива g_e зменшується на 10,99 %;
- середній ефективний тиск p_e і ефективна потужність двигуна N_e зменшується на 2,23 %;
- ефективний ККД η_e зростає на 0,24 %;
- годинна витрата палива $G_{\text{п}}$ зменшується на 12,97 %.

5 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВПЛИВУ ДОБАВКИ МЕТАНУ ДО БЕНЗИНУ

Згідно до вимог ДСТУ 7687:2015 [14], густина автомобільних бензинів «Євро» повинна бути в межах від 720 до 775 кг/м³. Для бензину А-95 приймаємо $\rho_b = 750 \text{ кг/м}^3 = 0,75 \text{ кг/л}$.

При вартості бензину $\Pi_{b(\text{об'єм})} = 55,69 \text{ грн/л}$ (див. табл. 1.1), розраховуємо вартість 1 кг бензину

$$\Pi_{b(\text{мас})} = \Pi_{b(\text{об'єм})} / \rho_b = 55,69 / 0,75 = 74,25 \text{ грн/кг.} \quad (5.1)$$

Згідно до вимог ДСТУ ГОСТ 27577:2005 [15], густина СПГ для двигунів внутрішнього згоряння, відносно повітря, складає 0,55...0,70.

При атмосферних умовах $p_o = 101 \text{ кПа}$, $T_o = 290 \text{ К}$, розраховане значення густини повітря складає $\rho_k = 1,214 \text{ кг/м}^3$ (див. формулу 3.11). Тоді густина метану складає

$$\rho_{\text{СПГ}} = (0,55 \dots 0,70) \cdot \rho_k = (0,55 \dots 0,70) \cdot 1,214 = 0,668 \dots 0,85 \text{ кг/м}^3. \quad (5.2)$$

Приймаємо $\rho_{\text{СПГ}} = 0,72 \text{ кг/м}^3$.

При вартості СПГ $\Pi_{\text{СПГ}(\text{об'єм})} = 44,88 \text{ грн/м}^3$ (див. табл. 1.1), розраховуємо вартість 1 кг метану

$$\Pi_{\text{СПГ}(\text{мас})} = \Pi_{\text{СПГ}(\text{об'єм})} / \rho_b = 44,88 / 0,72 = 62,33 \text{ грн/кг,} \quad (5.3)$$

Виконуємо розрахунок вартості 1 кг паливної суміші «бензин-метан» в пропорціях, прийнятих в розділі 2.3:

$$\Pi_{\text{суміші}} = \Pi_{b(\text{мас})} \cdot \% \text{ частка бензину} + \Pi_{\text{СПГ}(\text{мас})} \cdot \% \text{ частка метану,} \quad (5.4)$$

$$\text{Ц}_{(75\% \text{ метану і } 25\% \text{ бензину})} = 74,25 \cdot 0,25 + 62,33 \cdot 0,75 = 65,31 \text{ грн/кг,}$$

$$\text{Ц}_{(50\% \text{ метану і } 50\% \text{ бензину})} = 74,25 \cdot 0,50 + 62,33 \cdot 0,50 = 68,29 \text{ грн/кг,}$$

$$\text{Ц}_{(25\% \text{ метану і } 75\% \text{ бензину})} = 74,25 \cdot 0,75 + 62,33 \cdot 0,25 = 71,27 \text{ грн/кг.}$$

Заносимо вартість палив та їх сумішей до таблиці 5.1 та розраховуємо витрати на паливо при експлуатації двигуна протягом 1 години на номінальному режимі

$$B = \text{Ц} \cdot G_{\text{п}} \quad (5.5)$$

Для бензину

$$B = 74,25 \cdot 31,66 = 2350,76 \text{ грн.}$$

Для метану та сумішей розраховуємо аналогічно, результат записуємо до таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Розрахунок вартості палива двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі

Параметр	Значення				
	0	25	50	75	100
Вміст метану, %	0	25	50	75	100
Вміст бензину, %	100	75	50	25	0
$G_{\text{п}}$, кг/год	31,66	30,53	29,47	28,47	27,56
Ц, грн/кг	74,25	71,27	68,29	65,31	62,33
B, грн	2350,76	2175,87	2012,51	1859,38	1717,81

За результатами розрахунку витрат на паливо при експлуатації двигуна BMW N53B25, оснащеного бінарною системою живлення, яка дозволяє впорскувати паливо «бензин–СПГ», встановлено:

– заміщення 25 % бензину СПГ дозволяє скоротити витрати на паливо в середньому на 7,54 %;

– при повному переході паливоподачі двигуна з бензину на метан економія складає 26,93 %.

Вказані величини економії залежать від багатьох факторів, зокрема, від тиску СПГ, густини бензину, температури навколишнього середовища тощо.

ВИСНОВКИ

В першому розділі магістерської роботи обґрунтовано актуальність наукових досліджень використання стисненого (компримованого) природного газу як палива для бензинових двигунів внутрішнього згорання. Обґрунтовано переваги та недоліки бінарних систем паливоподачі, які живлять двигун рідким та газоподібним паливом одночасно.

В другому розділі обрано об'єкт досліджень – двигун BMW N53B25, запропонована схема модернізації його системи живлення з одночасною подачею бензину та СПГ. Визначено дослідницькі режими, наведено положення розрахункової методики дослідження.

В третьому розділі розраховані ефективні показники двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі при роботі на бензині: ефективна потужність $N_e = 141,98$ кВт; ефективна питома витрата палива $g_e = 223,0$ г/(кВт·год); середній ефективний тиск $p_e = 1,119$ МПа; ефективний ККД $\eta_e = 0,413$.

В четвертому розділі розраховані ефективні показники двигуна BMW N53B25 на номінальному режимі при роботі на метані та сумішах «бензин–метан». Встановлено, що заміщення 25 % бензину СПГ призводить до наступної зміни показників двигуна:

- ефективна питома витрата палива g_e зменшується на 2,87 %;
- середній ефективний тиск p_e зменшується на 0,56 %;
- ефективна потужність двигуна N_e зменшується на 0,56 %;
- ефективний ККД η_e залишається практично незмінним;
- годинна витрата палива $G_{\text{п}}$ зменшується на 3,41 %.

При повному переході паливоподачі двигуна BMW N53B25 з бензину на метан: g_e зменшується на 10,99 %; p_e і N_e зменшуються на 2,23 %; η_e зростає на 0,24 %; $G_{\text{п}}$ зменшується на 12,97 %.

В п'ятому розділі розраховано економічну ефективність впливу добавки метану до бензину. Заміщення 25 % бензину СПГ дозволяє скоротити

витрати на паливо в середньому на 7,54 %. При повному переході паливоподачі двигуна BMW N53B25 з бензину на метан економія витрат на паливо складає 26,93 %.

Розраховані ефективні показники двигуна BMW N53B25 при роботі на різних паливах впроваджено в навчальний процес Національного університету «Запорізька політехніка» – використані в якості порівняльних даних в лекційному курсі дисципліни «Системи двигунів внутрішнього згорання» підготовки бакалаврів, що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Установка ГБО: что выбрать - пропан, или метан? [Електронний ресурс]. – Сайт «Milano Ukraine». – Режим доступу: https://mln.com.ua/blog/ustanovka_gbo_chno_vybrat_propan_ili_metan/
2. Ковтун, Й. П. Використання альтернативних моторних палив як шлях до еколого- та ресурсощадного транспортування деревини [Текст] / Й. П. Ковтун, Б. Я. Бакай // Науковий вісник НЛТУ України. – 2007. – Вип. 17. – № 8. – С. 79–83.
3. Використання газових палив в ДВЗ [Електронний ресурс]. – Сайт «ХНАДУ». – Режим доступу: <https://af.khadi.kharkov.ua/index.php?id=609&L=1>
4. Переваги метану [Електронний ресурс]. – Сайт «Укравтогаз». – 2019. – Режим доступу: <http://ukravtogaz.com/perevagi-metanu>
5. Регіональні ціни на пальне. Запорізька обл. [Електронний ресурс]. – Сайт «Мінфін». – 2023. – Режим доступу: <https://index.minfin.com.ua/ua/markets/fuel/reg/zaporozhskaya/>
6. Зміна ціни на CNG [Електронний ресурс]. – Сайт «Укравтогаз». – 2022. – Режим доступу: <http://ukravtogaz.com/news/zmina-cini-na-cng-2.html>
7. ДСТУ ГОСТ 27577:2005 Газ природний паливний компримований для двигунів внутрішнього згоряння. Технічні умови (ГОСТ 27577-2000, IDT) [Чинний від 2006-07-01]. Вид. офіц. К. : Держспоживстандарт України, 2005. 10 с. (Національний стандарт України).
8. Дикун, Т. В. Порівняльний аналіз експлуатаційних витрат при використанні стандартних палив і газу [Текст] / Т.В. Дикун, А.М. Плитус // Вестник ХНАДУ. – 2016. – № 74. – С. 61–66
9. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті [Текст] // Бюджетна бухгалтерія. – 2012. – № 18. – С. 4–17.
10. Дем'янчук, Я. М. Аналіз експлуатаційних витрат переобладнаного на метанове паливо легкового автомобіля [Текст] / Я. М. Дем'янчук // Вестник

ХНАДУ. – 2016. – № 74. – С. 57–60

11. Внукова, Н. В. Альтернативне паливо як основа ресурсозбереження і екобезпеки автотранспорту / Н. В. Внукова, М. В. Барун // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2011. – № 9(11). – С. 45–55.

12. Метановые газовые установки для автомобилей [Электронный ресурс]. – Сайт «STAG autogas systems». – Режим доступа: <https://104.by/gaz-metan-dlya-avtomobyalya.html>

13. Газ и бензин одновременно [Электронный ресурс]. – Сайт «Клуб ГАЗелистов». – 2009. – Режим доступа: <http://ukravtogaz.com/perevagi-metanu> <https://www.gazelleclub.ru/forum/topic/13113-gaz-i-benzin-odnovremenno/>

14. Бензини автомобільні Євро. Технічні умови : ДСТУ 7687:2015 [Чинний від 2015-05-28] – К : ДП «УкрНДНЦ», 2015. – 19 с. (Національний стандарт України)

15. Газ природний паливний компримований для двигунів внутрішнього згоряння. Технічні умови : ДСТУ ГОСТ 27577:2005 [Чинний від 2006-07-01] – К : Держспоживстандарт України, 2005. – 10 с. (Національний стандарт України)

16. Patent documents № 4450821 U.S. Gaseous fuel delivery system [Текст] Skott Venning, Denis Diskount, field sep. 13, 1982.

17. А.с. № 1617175 СССР. Двухтопливная система питания карбюраторного двигателя внутреннего сгорания [Текст] / А.И. Говорун, Ю.Ф. Гутаревич, О.Д. Климуш, В.А. Рубцов (СССР). Опубл. 30.12.90. Бюл. №48

18. Markel, A. Timing The BMW N53 And N54 [Электронный ресурс] / А. Markel. – Сайт «importCAR». – 2023. – Режим доступа: <https://www.import-car.com/timing-the-bmw-n53-and-n54/>

19. Малыхин, Д. Двигатель BMW N53 [Электронный ресурс] /Д. Малыхин. – Сайт «otoba.ru». – Режим доступа: <https://otoba.ru/dvigatel/bmw/n53.html>

20. Двигатели N53 - конструкция, проблемы, ресурс и отзывы владельцев [Электронный ресурс] – Сайт «AutoRetail.by». – Режим доступа:

<https://autoretail.by/sekrety-avtomobiley/304-dvigateli-n53-konstruktsiya-problemy-resurs-i-otzyvy-vladeltsev.html>

21. Firmansyah. Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) of Gasoline-CNG Mixtures [Текст] / Firmansyah, Abdul Rashid Abdul Aziz, M.R. Heikal, Ezrann Z. Zainal A., Naveenchandran Panchatcharam // Improvement Trends for Internal Combustion Engines. – pp. 51–79. – DOI:10.5772/intechopen.72880

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

23. Егоров, Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа [Текст] : Учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.

24. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» [Текст] / Укл.: Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.

ДОДАТОК А

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

КАФЕДРА «ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ»

АКТ

впровадження результатів роботи

08 листопада 2023 р.

м. Запоріжжя

Складено комісією у складі:

Голови зав. кафедри «ДВЗ», д.т.н., професор Георгій СЛИНЬКО,
 члени комісії к.т.н., доцент кафедри «ДВЗ» Наталя ЄВСЄЄВА,
старший викладач кафедри «ДВЗ» Павло ЦОКОТУН,
старший викладач кафедри «ДВЗ» Віра СЛИНЬКО.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного впровадження науково-дослідної роботи НДР 02211 «Теплові та газодинамічні процеси в двигунах внутрішнього згорання та системах», виконаної у НУ «Запорізька політехніка» згідно п. 1.3 «Оцінка ефективності теплових та газодинамічних процесів в двигунах внутрішнього згорання та системах машинобудування» тематичного плану НДР 02211 на 2023-2024 н.р., та установила, що результати вказаної роботи впроваджені в навчальний процес кафедри «Двигуни внутрішнього згорання» НУ «Запорізька політехніка».

Вид та об'єм впровадження розраховані ефективні показники двигуна BMW N53B25 при роботі на різних паливах використані в якості порівняльних даних в лекційному курсі дисципліни «Системи двигунів внутрішнього згорання» підготовки бакалаврів, що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Досягнуті технічні результати, їх рівень підвищення рівня підготовки фахівців освітньої програми «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Голова комісії

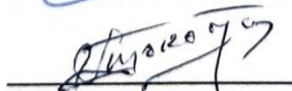


Георгій СЛИНЬКО

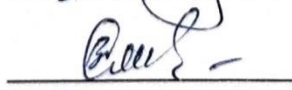
Члени комісії



Наталя ЄВСЄЄВА



Павло ЦОКОТУН



Віра СЛИНЬКО